

Vehicle air conditioning system with unidirectional fluid flow in heating and cooling modes - has valve to direct flow to outer heat-exchanger for cooling and to inner heat exchangers for heating**Publication number:** DE4244137**Publication date:** 1993-07-01**Inventor:** MATSUOKA TAKAYOSHI (JP); MASUMURA YASUHIRO (JP); OHASHI TOSHIO (JP)**Applicant:** NISSAN MOTOR (JP)**Classification:****- international:** B60H1/00; B60H1/22; B60H1/32; F25B6/00; F25B13/00; F25B41/04; B60H1/00; B60H1/22; B60H1/32; F25B6/00; F25B13/00; F25B41/04; (IPC1-7): B60H1/32**- European:** B60H1/00A; B60H1/32C1A; F25B6/00; F25B41/04**Application number:** DE19924244137 19921224**Priority number(s):** JP19920266089 19921005; JP19910345950 19911227**Also published as:**

US5404729 (A1)



JP5229333 (A)

Report a data error here**Abstract of DE4244137**

The output from the compressor (31) is switched by the control valve (32) either to the outside heat exchanger (38) or direct to the first of the internal heat exchangers (33). The outlet of the outer heat exchanger has a non-return valve (70) to connect to the first inner heat-exchanger. A pressure reduction valve (34) is set between the two inner heat-exchangers with the second heat-exchanger (35) feeding the pump inlet. Switching the control valve selects cooling or heating without changing the fluid flow direction. A blower (37) upstream of the inner heat-exchangers controls the airflow. Heat sensors spaced about the system, and a selector control, are connected to a control unit (43) for a simple control. For enhanced heating effect part of the airflow can be recycled (50) to the front of the blower. ADVANTAGE - No risk of icing the heat exchangers, no defrost facility required, simple valve control.

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

⑯ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑯ ⑯ Offenlegungsschrift
⑯ DE 42 44 137 A 1

⑯ Int. Cl. 5:
B 60 H 1/32

⑯ Aktenzeichen: P 42 44 137.4
⑯ Anmeldetag: 24. 12. 92
⑯ Offenlegungstag: 1. 7. 93

DE 42 44 137 A 1

⑯ Unionspriorität: ⑯ ⑯ ⑯
27.12.91 JP P 3-345950 05.10.92 JP P 4-266089

⑯ Anmelder:
Nissan Motor Co., Ltd., Yokohama, Kanagawa, JP

⑯ Vertreter:
Grünecker, A., Dipl.-Ing.; Kinkeldey, H., Dipl.-Ing.
Dr.-Ing.; Stockmair, W., Dipl.-Ing. Dr.-Ing. Ae.E. Cal
Tech; Schumann, K., Dipl.-Phys. Dr.rer.nat.; Jakob,
P., Dipl.-Ing.; Bezold, G., Dipl.-Chem. Dr.rer.nat.;
Meister, W., Dipl.-Ing.; Hilgers, H., Dipl.-Ing.;
Meyer-Plath, H., Dipl.-Ing. Dr.-Ing.; Ehbold, A.,
Dipl.-Ing.; Schuster, T., Dipl.-Phys.; Goldbach, K.,
Dipl.-Ing. Dr.-Ing.; Aufenanger, M., Dipl.-Ing.;
Klitzsch, G., Dipl.-Ing., Pat.-Anwälte, 8000 München

⑯ Erfinder:
Matsuoka, Takayoshi, Yokosuka, Kanagawa, JP;
Masumura, Yasuhiro, Zama, Kanagawa, JP; Ohashi,
Toshio, Atsugi, Kanagawa, JP

⑯ Klimaanlage vom Wärmepumpentyp für Kraftfahrzeuge

⑯ Eine Klimaanlage vom Wärmepumpentyp für Kraftfahrzeuge umfaßt einen Kompressor, mit dem über ein Dreiwegeventil ein äußerer Wärmetauscher und ein erster innerer Wärmetauscher verbunden sind. Der äußere Wärmetauscher ist mit seinem Kühlmittelauslaß über ein Einwegeventil mit dem ersten inneren Wärmetauscher verbunden. Ein Kühlmittelauslaß des ersten inneren Wärmetauschers ist über ein Expansionsventil mit einem zweiten inneren Wärmetauscher verbunden. Ein Kühlmittelauslaß des zweiten inneren Wärmetauschers ist mit dem Kompressor verbunden. Der zweite und der erste innere Wärmetauscher sind ihrerseits stromabseitig zu einem Gebläse angeordnet, das Luft für die Klimatisierung bewegt. Während eines Kühlungslaufs wird das Dreiwegeventil so eingestellt, daß Kühlmittel vom Kompressor zum äußeren Wärmetauscher geführt wird. Während eines Erwärmungslaufs wird das Dreiwegeventil so eingestellt, daß Kühlmittel vom Kompressor zum ersten inneren Wärmetauscher unter Umgehung des äußeren Wärmetauschers geführt wird. Im Ergebnis wird die Klimatisierungskapazität der Klimaanlage verbessert, ohne daß die Richtung der Kühlmittelströmung zwischen einem Kühlungs- und einem Erwärmungslauf geändert werden muß.

DE 42 44 137 A 1

1
Beschreibung

Die vorliegende Erfindung betrifft Klimaanlagen vom Wärmepumpentyp für Kraftfahrzeuge gemäß dem Oberbegriff des Anspruches 1 und insbesondere die Verbesserung der Arbeitskapazität derartiger Klimaanlagen.

Die Anwendung einer Klimaanlage vom Wärmepumpentyp auf Kraftfahrzeuge ist wohlbekannt, wobei die Klimaanlage mit einem Vierwegeventil ausgerüstet ist, um die Kühlmittelströmung zwischen einem Erwärmungslauf und einem Kühlungslauf umzuschalten. Während des Erwärmungslaufs werden ein äußerer Wärmetauscher als Wärmeaupnehmer und ein innerer Wärmetauscher als Wärmestrahlung verwendet. Andererseits werden während des Kühlungslaufs der äußere Wärmetauscher als Strahler und der innere Wärmetauscher als Wärmeaupnehmer verwendet. Eine derartige Klimaanlage vom Wärmepumpentyp ist beispielsweise aus JP 2-2 90 475-A und aus JP 2-1 30 808-A bekannt.

Wie in Fig. 22 gezeigt, wird ein Vierwegeventil während eines Erwärmungslaufs so eingestellt, wie durch die durchgezogene Linie gezeigt ist; hierbei zirkuliert das Kühlmittel folgendermaßen: Kompressor 1 → Vierwegeventil 2 → erster innerer Wärmetauscher 3 → Erwärmungs-Wärmetauscher 4 → zweiter innerer Wärmetauscher 5 → Expansionsventil 6 → äußerer Wärmetauscher 7 → Vierwegeventil 2 → Behälter 8 → Kompressor 1. Daher wird die Wärme des Kühlmittels mittels eines Gebläses 9 an die Luft übertragen und zur Erwärmung der Fahrgastzelle verwendet. Die Wärme von einem Motor 10 wird über den Erwärmungs-Wärmetauscher 4 an das Kühlmittel übertragen und anschließend vom Kühlmittel mittels eines Ventilators 11 an die Luft übertragen, um die Fahrgastzelle zu erwärmen. Die Wärme der von einem Ventilator 12 geführten Luft wird über den äußeren Wärmetauscher 7 an das Kühlmittel übertragen.

Andererseits ist das Vierwegeventil während eines Kühlungslaufs so eingestellt, wie durch die gestrichelte Linie in Fig. 22 gezeigt ist; hierbei zirkuliert das Kühlmittel folgendermaßen: Kompressor 1 → äußerer Wärmetauscher 7 → Expansionsventil 6 → zweiter innerer Wärmetauscher 5 → erster innerer Wärmetauscher 3 → Vierwegeventil 2 → Behälter 8 → Kompressor 1. Daher wird die Wärme des vom Kompressor 1 geförderten Kühlmittels mittels des ersten Wärmetauschers 3 in die Atmosphäre abgestrahlt, während die Wärme der von den Ventilatoren 9 und 11 geführten Luft mittels des ersten und des zweiten inneren Wärmetauschers 3 bzw. 5 an das Kühlmittel abgegeben wird und die gekühlte Luft in die Fahrgastzelle geliefert wird.

Bei einer solchen herkömmlichen Klimaanlage nimmt die vom äußeren Wärmetauscher 7 aufgenommene Wärmemenge während des Erwärmungslaufs ab, wenn die Umgebungstemperatur niedrig ist, wenn das Kraftfahrzeug fährt oder wenn es regnet oder schneit. Wenn die Arbeitslast des Kompressors 1 konstant ist, nimmt die Wärmemenge ab, die vom ersten und vom zweiten inneren Wärmetauscher 3 bzw. 5 abgestrahlt wird, wobei der erste und der zweite innere Wärmetauscher 3 bzw. 5 die gesamte vom äußeren Wärmetauscher 7 aufgenommene Wärmemenge abstrahlen, so daß die Wärmekapazität der Klimaanlage abgesenkt wird. Außerdem kann der Wärmetauscher durch die Absenkung der Wärmekapazität "gefrieren". Dadurch wird der Defrosterlauf verstärkt, wodurch ein stabiler Erwärmungslauf behindert wird. Ferner werden zur Verhinderung des

2
Beschlagens der Scheiben im Kraftfahrzeug selbst in der kalten Jahreszeit sowohl der Kühlungslauf als auch der Erwärmungslauf ausgeführt.

Die Klimaanlage vom Wärmepumpentyp kann jedoch nicht gleichzeitig die Kühlung und die Erwärmung ausführen, so daß es notwendig ist, eine andere Wärmequelle wie etwa die Wärme des Abgases vom Motor 10 zu verwenden, um den obenerwähnten Antibeschlagungsbetrieb auszuführen. Folglich kann eine derartige herkömmliche Klimaanlage vom Wärmepumpentyp nicht ausreichend gut betrieben werden, wenn sie in einem Fahrzeug ohne Wärmequelle wie etwa einem mit Sonnenenergie betriebenen Fahrzeug oder einem Elektrofahrzeug eingebaut ist.

Es ist daher die Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine verbesserte Klimaanlage vom Wärmepumpentyp zu schaffen, bei der die Klimatisierungskapazität verbessert wird, ohne daß die Richtung der Kühlmittelströmung geändert wird, selbst wenn zwischen Kühlungs- und Erwärmungsläufen umgeschaltet wird.

Diese Aufgabe wird bei einer Klimaanlage der gattungsgemäßen Art erfindungsgemäß gelöst durch die Merkmale im kennzeichnenden Teil des Anspruches 1.

Mit einer solchen erfindungsgemäßen Anordnung wird die Klimatisierungskapazität verbessert und selbst dann konstant gehalten, wenn während eines Erwärmungslaufs eine Befeuchtung notwendig ist. Da ferner die Ausführung eines Defrosterlaufs nicht notwendig ist, kann diese Klimaanlage ununterbrochen betrieben werden.

Weitere Aufgaben, Merkmale und Vorteile der Erfindung sind in den Unteransprüchen, die sich auf bevorzugte Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung beziehen, angegeben.

Die Erfindung wird im folgenden anhand bevorzugter Ausführungsformen mit Bezug auf die Zeichnungen näher erläutert; es zeigt

Fig. 1 eine schematische Ansicht des Gesamtaufbaus einer ersten Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Klimaanlage vom Wärmepumpentyp;

Fig. 2 eine Kennlinie für den Vorhersage-Eingangswert für die erste Ausführungsform von Fig. 1;

Fig. 3 ein Flußdiagramm für einen Erwärmungslauf der ersten Ausführungsform;

Fig. 4 ein Flußdiagramm für eine Anwärmungssteuerung während eines Erwärmungslaufs;

Fig. 5 ein Flußdiagramm für eine Temperatursteuerung während eines Erwärmungslaufs;

Fig. 6 ein Flußdiagramm während eines Kühlungslaufs;

Fig. 7 ein Flußdiagramm einer Abkühlungssteuerung während eines Kühlungslaufs;

Fig. 8 ein Flußdiagramm einer Temperatursteuerung;

Fig. 9 einen Graphen, der eine Beziehung zwischen der Einlaß-Lufttemperatur und der Drehzahl des Kompressors im Erwärmungslauf zeigt;

Fig. 10 einen Graphen, der das Ergebnis eines Experiments mit einem fünfsitzigen Personenkraftwagen, der mit einem Motor mit einem Hubraum von 1500 ccm ausgerüstet ist, in einem Erwärmungslauf zeigt;

Fig. 11 einen Graphen, der das Ergebnis eines Experiments mit einem fünfsitzigen Personenkraftwagen, der mit einem Motor mit einem Hubraum von 2000 ccm ausgerüstet ist, in einem Erwärmungslauf zeigt;

Fig. 12 einen Graphen, der das Ergebnis eines Experiments mit einem fünfsitzigen Personenkraftwagen, der mit einem Motor mit einem Hubraum von 2000 ccm ausgerüstet ist, für eine schnelle Erwärmung zeigt;

Fig. 13 das Ergebnis eines Experiments für eine Lüftungsbetriebsart des Kühlungslaufs;

Fig. 14 das Ergebnis eines Experiments für eine zweistufige Betriebsart des Kühlungslaufs;

Fig. 15 das Ergebnis eines Experiments für eine Defroster-Betriebsart des Kühlungslaufs;

Fig. 16 eine auseinandergesetzte, perspektivische Ansicht des Aufbaus einer zweiten Ausführungsform der erfundungsgemäßen Klimaanlage;

Fig. 17 eine Ansicht, die den inneren Aufbau der Klimaanlage von Fig. 16 zeigt;

Fig. 18 ein Flußdiagramm einer Anwärmungssteuerung des Erwärmungslaufs der zweiten Ausführungsform;

Fig. 19 ein Flußdiagramm einer Steuerung einer Rücklaufklappe und einer Fußraumklappe der zweiten Ausführungsform;

Fig. 20 einen Graphen, der den Öffnungsgrad der Rücklaufklappe bzw. der Fußraumklappe in bezug auf die Temperatur der Raumluft zeigt;

Fig. 21 eine Tabelle, die den Öffnungsgrad der Rücklaufklappe und der Fußraumklappe während der Anwärmungssteuerung zeigt; und

Fig. 22 eine schematische Ansicht einer herkömmlichen Klimaanlage.

Nun wird mit Bezug auf die Fig. 1 bis 15 eine erste Ausführungsform einer erfundungsgemäßen Klimaanlage vom Wärmepumpentyp für Kraftfahrzeuge beschrieben.

Wie in Fig. 1 gezeigt, ist ein Kompressor 31 außerhalb einer Fahrgastzelle des Kraftfahrzeugs, etwa im Motorraum angeordnet. Der Kompressor 31 ist von einem Typ, der die Eingangsleistung direkt umwandelt, also etwa ein Typ mit elektrischem Antrieb oder mit hydraulischem Antrieb. Ein äußerer Wärmetauscher 38 und ein erster innerer Wärmetauscher 33 sind über ein Dreiegeventil 32 mit der Förderseite des Kompressors 31 verbunden. Der äußere Wärmetauscher 38 ist außerhalb der Fahrgastzelle angeordnet und dient als äußerer Kondensator, der die Wärme des vom Kompressor 31 geförderten Kühlmittels in die Atmosphäre abstrahlt. Der erste innere Wärmetauscher 33 ist in einem Rohrsystem 39 angeordnet, das sich im vorderen Bereich der Fahrgastzelle wie etwa an der Rückseite eines Armaturenbretts befindet, und dient als Hauptkörper der Klimaanlage. Der erste innere Wärmetauscher 33 dient als innerer Kondensator vom Abstrahlungstyp, der die Wärme des vom Kompressor 31 geförderten Kühlmittels mittels eines als Gebläse arbeitenden Ventilators 37 an die Luft abgibt. Das Dreiegeventil 32 wird während eines Erwärmungslaufs in einen durch die durchgezogene Linie in Fig. 1 gezeigten Zustand versetzt, wodurch die Förderseite des Kompressors 31 und ein Kühlmitteleinlaß des ersten inneren Wärmetauschers 33 miteinander verbunden werden. Andererseits wird das Dreiegeventil während eines Kühlungslaufs in einen Zustand versetzt, der in Fig. 1 durch die gestrichelte Linie gezeigt ist und in dem die Förderseite des Kompressors 31 mit dem Kühlmitteleinlaß des äußeren Wärmetauschers 38 verbunden ist. Der Kühlmittelauslaß des äußeren Wärmetauschers 38 ist mit dem Kühlmitteleinlaß des ersten inneren Wärmetauschers 33 über ein Einwegeventil 70 verbunden. Das Einwegeventil 70 ist so angeordnet, daß Kühlmittel vom äußeren Wärmetauscher 38 zum ersten inneren Wärmetauscher 33 strömen kann und daß verhindert wird, daß Kühlmittel vom ersten inneren Wärmetauscher 33 zum äußeren Wärmetauscher 38 strömen kann. Der Kühlmittelauslaß des ersten

inneren Wärmetauschers 33 ist über ein Expansionsventil 34 mit einem Kühlmitteleinlaß eines zweiten inneren Wärmetauschers 35 verbunden, wobei das Expansionsventil 34 außerhalb der Fahrgastzelle angeordnet ist und als Expansionseinrichtung zum Zerstäuben des flüssigen Kühlmittels durch adiabatische Expansion dient. In Fig. 1 bedeutet das Bezugssymbol A-A, daß die Kühlmitteleitung zwischen den Punkten A und A verbunden ist. Der zweite innere Wärmetauscher 35 ist im Rohrsystem 39 stromaufseitig zum ersten inneren Wärmetauscher 33 angeordnet. Der zweite innere Wärmetauscher 35 dient als Verdampfer vom endothermischen Typ, durch den die Wärme der vom Ventilator 37 geführten Luft in das Kühlmittel eingeleitet wird, das vom äußeren Wärmetauscher 38 und/oder vom ersten inneren Wärmetauscher 33 über das Expansionsventil 34 zugeführt wird. Der Kühlmittelauslaß des zweiten inneren Wärmetauschers 35 ist mit dem Einlaß des Kompressors 31 über einen außerhalb der Fahrgastzelle angeordneten Behälter 36 verbunden.

Im Rohrsystem 39 sind stromaufseitig zum zweiten inneren Wärmetauscher 35 ein Innenlufteneinlaß 40, mit dem Luft aus der Fahrgastzelle in die Klimaanlage geführt wird, und ein Außenlufteneinlaß 41, mit dem Außenluft aufgrund des durch die Geschwindigkeit des Kraftfahrzeugs verursachten Winddrucks in die Klimaanlage geführt wird, angeordnet. In einem Verteilerabschnitt des Innenluftenelasses 40 und des Außenluftenelasses 41 im Rohrsystem 39 ist eine Einlaßklappe 42 angeordnet, mit der die Luft vom Innenlufteneinlaß 40 und Luft vom Außenlufteneinlaß 41 geeignet gemischt werden. Der Ventilator 37, der mittels eines Ventilatormotors 44 gedreht wird, welcher von einer Steuereinheit 43 gesteuert wird, ist stromabseitig zum Innen- und zum Außenlufteneinlaß 40 bzw. 41 und stromaufseitig zum zweiten inneren Wärmetauscher 35 im Rohrsystem 39 angeordnet.

Eine Luftpumpe 46 ist stromaufseitig zum ersten inneren Wärmetauscher 33 im Rohrsystem 39 angeordnet. Die Luftpumpe 46 wird von einem (nicht gezeigten) Betätigungsselement angetrieben, das von der Steuereinheit 43 gesteuert wird, um das Mengenverhältnis der kühlen Luft zu der warmen Luft, d. h. das Verhältnis der den ersten inneren Wärmetauscher 33 umgehenden kühlen Luft zu der durch den ersten inneren Wärmetauscher 33 strömenden warmen Luft zu ändern. Ein Öffnungsgrad X_{dsc} der Luftpumpe 46 ist folgendermaßen definiert: Wenn die Luftpumpe 46 an einer durch eine Strichpunkt-Linie in Fig. 1 gekennzeichneten Position angeordnet ist und die Rate der kühlen Luft 100% beträgt, ist der Öffnungsgrad X_{dsc} zu 0% (vollständig geschlossener Zustand) definiert. Wenn sich die Luftpumpe 46 in der durch eine Zweipunkt-Strichlinie in Fig. 1 gekennzeichneten Position befindet und die Rate der heißen Luft 100% beträgt, ist der Öffnungsgrad X_{dsc} zu 100% (vollständig geöffneter Zustand) definiert.

Um die Mischung der kühlen Luft und der heißen Luft weiter zu verbessern, ist stromabseitig zum ersten inneren Wärmetauscher 33 im Rohrsystem 39 eine Luftpumpe 47 angeordnet. Ein Klimatisierungslufteneinlaß 48 ist in der Nähe des Luftauslasses des ersten inneren Wärmetauschers 33 in der Luftpumpe 47 angeordnet, um die klimatisierte Luft wieder in den Innenlufteneinlaß 40 einzuleiten. Ein Wiedereinleitungsrohrsystem 50 ist so beschaffen, daß es den Klimatisierungslufteneinlaß 48 mit dem Innenlufteneinlaß 40 verbindet. Die Luftpumpe 47 besitzt einen Ventilatorauslaß 51, durch den die klimatisierte Luft zum

oberen Bereich eines (nicht gezeigten) Fahrgastes geblasen wird, einen Fußraumauslaß 52, durch den die klimatisierte Luft zum Fußbereich des Fahrgastes geblasen wird, und einen Defrosterauslaß 53, durch den die klimatisierte Luft an eine (nicht gezeigte) Frontscheibe geblasen wird. Eine Rücklaufklappe 54, eine Ventilatorklappe 55, eine Fußraumklappe 56 und eine Defrosterklappe 57 sind in der Luftpumpe 47 angeordnet. Die Rücklaufklappe 54 ist so beschaffen, daß sie den Klimatisierungsluftauslaß 48 aufgrund eines (nicht gezeigten) Rücklaufklappen-Betätigungsselementes, das von der Steuereinheit 43 gesteuert wird, öffnet und schließt. Die Ventilatorklappe 55 ist so beschaffen, daß sie aufgrund eines (nicht gezeigten) Ventilatorklappen-Betätigungsselementes, das von der Steuereinheit 43 gesteuert wird, den Ventilatorauslaß 51 öffnet und schließt. Die Fußraumklappe 56 ist so beschaffen, daß sie den Fußraumauslaß 52 aufgrund eines (nicht gezeigten) Fußraumklappen-Betätigungsselementes, das von der Steuereinheit 43 gesteuert wird, öffnet und schließt. Die Defrosterklappe 57 ist so beschaffen, daß sie den Defrosterauslaß 53 aufgrund eines (nicht gezeigten) Defrosterklappen-Betätigungsselementes, das von der Steuereinheit 43 gesteuert wird, öffnet und schließt.

Die Steuereinheit 43 ist mit einer Einrichtung zur Eingabe von thermischer Information wie etwa einem Einlaßluft-Temperatursensor 58 des zweiten inneren Wärmetauschers 35, einem Auslaßluft-Temperatursensor 59 des zweiten inneren Wärmetauschers 35, einem Ausblasluft-Temperatursensor 60 des Ventilatorauslasses 51, einem Sonnenstrahlungssensor 61, einem Außenluft-Temperatursensor 62, einem Raumluft-Temperatursensor 63, einer Innenraumtemperatur-Einstelleinrichtung 64, einem Ausblasauslaß-Betriebsartschalter 65, einem Ventilatorschalter 56 und einem Auslaßluft-Temperatursensor 67 des ersten inneren Wärmetauschers 33 verbunden.

Der Einlaßluft-Temperatursensor 58 erfaßt eine Einlaßtemperatur T_{suc} und schickt diese an die Steuereinheit 43. Der Auslaßluft-Temperatursensor 59 erfaßt eine Ausblaslufttemperatur T_{out} und schickt diese an die Steuereinheit 43. Der Ausblasluft-Temperatursensor 60 erfaßt eine Ventilator-Ausblaslufttemperatur T_{vent} und schickt diese an die Steuereinheit 43. Der Sonnenstrahlungssensor 61 erfaßt eine das Fahrzeug erreichende Sonnenstrahlungsmenge Q_{sun} und schickt diese an die Steuereinheit 43. Der Außenluft-Temperatursensor 62 erfaßt eine Außenlufttemperatur T_{amb} und schickt diese an die Steuereinheit 43. Der Raumluft-Temperatursensor 63 erfaßt die Raumlufttemperatur T_{room} und schickt diese an die Steuereinheit 43. Eine von der Raumtemperatur-Einstelleinrichtung 64 im voraus eingestellte Raumtemperatur T_{pic} wird an die Steuereinheit 43 geschickt. Der Auslaßluft-Temperatursensor 67 erfaßt eine Ausblaslufttemperatur T_v und schickt diese an die Steuereinheit 43. Die Steuereinheit 43 berechnet anhand der obenerwähnten thermischen Information Soll-Luftklimatisierungsfaktoren wie etwa den Luftpumpe-Offnungsgang X_{dsc} , einen im voraus berechneten Eingangswert W des Kompressors 31, einen tatsächlichen Eingangswert W_{comp} des Kompressors 31, eine Luftströmungsrate V_{eva} , die durch den zweiten inneren Wärmetauscher 35 strömt, und eine Soll-Klimatisierungslufttemperatur T_{of} . Ferner treibt die Steuereinheit 43 auf der Grundlage der berechneten Werte den Kompressor 31, den Ventilatormotor 44, das Luftpumpeklappen-Betätigungsselement, das Rücklaufklappen-Betätigungsselement, das Ventilatorklappen-Betätigungsselement, das Fußraumklappen-Betätigungsselement und das Defrosterklappen-Betätigungsselement, um die Ist-Luftklimatisierungsfaktoren auf den Werten der Soll-Luftklimatisierungsfaktoren zu halten.

In Fig. 2 sind Kennlinien für vorhergesagte Eingangs-werte gezeigt, die in der Steuereinheit 43 gespeichert sind und dazu verwendet werden, den Vorhersage-Eingabewert W des Kompressors 31 in Abhängigkeit von der Einlaßlufttemperatur T_{suc} und von der Luftströmungsrate V_{eva} konstant zu halten. Bei diesen Kennlinien für vorhergesagte Eingangs-werte ist auf der horizontalen Achse die Einlaßlufttemperatur T_{suc} aufgetragen, während auf der vertikalen Achse die vorhergesagten Eingangs-werte W des Kompressors aufgetragen sind. Eine Kurve gibt die Luftströmungsrate V_{eva} an, die auf der Grundlage der Drehzahl des Ventilatormotors 44 bestimmt wird und im ersten Quadranten des ebenen Koordinatensystems aufgetragen ist. Der Vorhersage-Eingangswert W wird aus der Einlaßlufttemperatur T_{suc} bei jeder Änderung der Luftströmungsrate V_{eva} erhalten. Wenn beispielsweise die Lufttemperatur T_{suc} gleich T_{suc1} ist und die Luftströmungsrate V_{eva} durch V_{eva1} gegeben ist, wird für den Vorhersage-Eingangs-wert W der Wert W_{11} erhalten. Wenn die Luftströmungsrate V_{eva} von V_{eva1} um ΔV_{eva} erhöht wird, wenn die Einlaßlufttemperatur T_{suc} durch T_{suc1} gegeben ist, wird der Vorhersage-Eingangswert W auf W_{12} ($W_{11} < W_{12}$) erhöht. Wenn andererseits die Luftströmungsrate V_{eva} von V_{eva1} um ΔV_{eva} abgesenkt wird ($V_{eva} = V_{eva1} - \Delta V_{eva}$), wenn die Eingangs-lufttemperatur T_{suc} durch T_{suc1} gegeben ist, nimmt der Vorhersage-Eingangswert W auf W_{13} ($W_{13} < W_{11}$) ab. Der Vorhersage-Eingangswert W des Kompressors 31 entspricht der vorhergesagten Arbeitslast des Kompressors 31, die erforderlich ist, um die Luft mit der Luftströmungsrate V_{eva} , die vom Ventilator 37 gefördert wird, auf eine Temperatur zu kühlen, bei der verhindert werden kann, daß die Luft "gefriert".

In den Fig. 3 bis 8 sind Flußdiagramme von Prozessen gezeigt, die in der Steuereinheit während der Klimatisierung ausgeführt werden. Diese Flußdiagramme werden beim Einschalten der Steuereinheit 43 begonnen, welche ihrerseits durch das Einschalten eines (nicht gezeigten) Hauptschalters des Kraftfahrzeugs eingeschaltet wird.

Fig. 3 zeigt ein Flußdiagramm des Erwärmungsbetriebs. Wenn der Erwärmungsbetrieb in einem Schritt S101 in Fig. 3 begonnen wird, wird der Öffnungsgrad der Luftpumpeklappe auf 100% gesetzt.

In einem Schritt S102 liest die Steuereinheit die Umgebungslufttemperatur T_{amb} , die im voraus eingestellte Raumlufttemperatur T_{pic} , die Sonnenstrahlungsmenge Q_{sun} , die Einlaßlufttemperatur T_{suc} , die Luftströmungsrate V_{eva} , die Raumlufttemperatur T_{room} und die Auslaßlufttemperatur T_{out} und T_v .

In einem Schritt S103 wird auf der Grundlage der im Schritt S102 eingelesenen thermischen Information die Soll-Auslaßlufttemperatur T_{of} berechnet.

Im Schritt S104 wird festgestellt, ob die Soll-Auslaßlufttemperatur T_{of} größer oder gleich dem im voraus gesetzten Wert T_{of1} ist. Wenn das Urteil im Schritt S104 "JA" lautet ($T_{of} > T_{of1}$), stellt die Steuereinheit fest, daß es notwendig ist, schnell Wärme in die Fahrgastzelle zu leiten, woraufhin das Programm zum Schritt S106 weitergeht, in dem eine Anwärmungssteuerung ausgeführt wird. Wenn andererseits das Urteil im Schritt S104 "NEIN" lautet ($T_{of} < T_{of1}$), wird festgestellt, daß die Raumtemperatur an die im voraus eingestellte Tempe-

ratur angenähert ist, so daß das Programm zu einem Schritt S105 weitergeht, in dem eine Erwärmungssteuerung ausgeführt wird.

In Fig. 4 ist ein Flußdiagramm der Anwärmungssteuerung im Erwärmungslauf gezeigt. In einem Schritt S201 wird mit dem Betrieb der Anwärmungssteuerung begonnen, woraufhin das Programm zu einem Schritt S202 weitergeht, in dem entschieden wird, welcher Ausblas-Auslaßkanal verwendet wird. Der Ausblas-Auslaßkanal wird von einem Fahrgäst durch eine manuelle Betätigung gewählt oder entsprechend der Soll-Auslaßlufttemperatur T_{of} so geändert, daß sich der Fahrgäst behaglich fühlt.

In einem Schritt S203 wird mit der Einlaßlufttemperatur T_{suc} und der Luftströmungsrate V_{eva} auf die in der Steuereinheit 43 gespeicherte Kennlinie für Vorhersage-Eingangswerte zugegriffen, wobei der Vorhersage-Eingangswert W des Kompressors 31 in Abhängigkeit von der Einlaßlufttemperatur T_{suc} und von der Luftströmungsrate V_{eva} aus dieser Kennlinie erhalten wird.

In einem Schritt S204 wird der Vorhersage-Eingangswert W als tatsächlicher Eingangswert W_{comp} behandelt, wobei ein dem tatsächlichen Eingangswert W_{comp} entsprechendes Steuersignal an den Kompressor 31 ausgegeben wird.

In einem Schritt S205 wird eine Steuerung zum Anheben der Einlaßlufttemperatur T_{suc} ausgeführt, um die Fahrgastzelle schnell zu erwärmen, indem der im Schritt 203 erhaltene Vorhersage-Eingangswert W erhöht wird. Genauer wird die Menge der eingeleiteten Außenluft mit niedriger Temperatur erniedrigt, indem der Öffnungsgrad der Einlaßklappe 42 gesteuert wird oder ein Teil der durch das Wiedereinleitungsrohrsystem 50 erwärmten Auslaßluft in den zweiten inneren Wärmetauscher 35 geleitet wird.

In einem Schritt S206 wird die Luftströmungsratensteuerung ausgeführt. Das heißt, daß die Luftströmungsrate entsprechend der Auslaßlufttemperatur T_v und der Soll-Auslaßlufttemperatur T_{of} geändert wird, derart, daß die Behaglichkeit der Fahrgäste nicht geschmälert wird.

In Fig. 5 ist ein Flußdiagramm der Temperatursteuerung im Erwärmungslauf gezeigt. In einem Schritt S301 wird mit dem Betrieb der Temperatursteuerung begonnen, woraufhin das Programm zu einem Schritt S302 weitergeht, in dem festgestellt wird, welcher Ausblas-Auslaßkanal verwendet wird. Der Ausblas-Auslaßkanal wird durch eine manuelle Betätigung eines Fahrgästs gewählt oder entsprechend der Soll-Auslaßlufttemperatur T_{of} so geändert, daß sich die Fahrgäste behaglich fühlen.

In einem Schritt S303 wird eine Abweichung $\Delta\Theta$ der Soll-Auslaßlufttemperatur T_{of} und der Auslaßlufttemperatur T_v berechnet.

In einem Schritt S304 wird die Größe der Abweichung $\Delta\Theta$ mit einem vorgegebenen Standardwert S verglichen. Wenn $\Delta\Theta < -S_0$ ist, wird festgestellt, daß die Auslaßlufttemperatur T_v größer als die Soll-Auslaßlufttemperatur T_{of} ist, so daß das Programm weitergeht zu einem Schritt S305, in dem die Arbeitslast des Kompressors 31 so verringert wird, daß die Auslaßlufttemperatur T_v abgesenkt wird. Wenn andererseits $\Delta\Theta > S_0$ ist, wird festgestellt, daß die Auslaßlufttemperatur T_v niedriger als eine Soll-Auslaßlufttemperatur T_{of} ist, woraufhin das Programm weitergeht zu einem Schritt S307, in dem die Arbeitslast des Kompressors 31 erhöht wird, um die Auslaßlufttemperatur T_v anzuheben. Wenn ferner $-S_0 \leq \Delta\Theta \leq S_0$ ist, wird festgestellt, daß die Auslaß-

lufttemperatur T_v in einem geeigneten Bereich liegt, woraufhin das Programm zu einem Schritt S206 weitergeht, in dem die Arbeitslast des Kompressors 31 unverändert gehalten wird.

In einem Schritt S308 wird die Abweichung $\Delta\Theta'$ zwischen der Einlaßlufttemperatur T_{suc} und einem im voraus eingestellten Wert T_{suc}' , der höher als die Einlaßlufttemperatur T_{suc} ist, berechnet.

In einem Schritt S309 wird die Größe der Abweichung $\Delta\Theta'$ mit einem vorgegebenen Wert S_1 verglichen. Wenn $\Delta\Theta' < -S_1$ ist, wird festgestellt, daß die Einlaßlufttemperatur T_{suc} niedriger als der im voraus gesetzte Wert T_{suc}' ist, woraufhin das Programm zu einem Schritt S310 weitergeht, in dem eine Steuerung zum Anheben der Einlaßlufttemperatur T_{suc} wie etwa eine Verringerung der eingeleiteten Menge der Außenluft und/oder eine Erhöhung der Luftströmungsrate vom Wiedereinleitungsrohrsystem 50 ausgeführt wird. Wenn $\Delta\Theta' > S_1$ ist, wird festgestellt, daß die Einlaßlufttemperatur T_{suc} höher als der im voraus eingestellte Wert T_{suc}' ist, woraufhin das Programm zu einem Schritt S312 weitergeht, in dem eine Steuerung zum Absenken der Einlaßlufttemperatur T_{suc} wie etwa eine Erhöhung der Menge der eingeleiteten Außenluft und/oder eine Verringerung der Luftströmungsrate vom Wiedereinleitungsrohrsystem 50 ausgeführt wird.

Wenn $-S_1 < \Delta\Theta' \leq S_1$ ist, wird festgestellt, daß die Einlaßlufttemperatur T_{suc} in einem geeigneten Bereich liegt, woraufhin das Programm zu einem Schritt S311 weitergeht, in dem die Einlaßlufttemperatur T_{suc} unverändert gehalten wird.

In einem Schritt S313 wird eine Luftströmungsratensteuerung ausgeführt. Die Luftströmungsratensteuerung ist eine Operation zum Ändern der Luftströmungsrate entsprechend der Auslaßlufttemperatur T_v und der Soll-Auslaßlufttemperatur T_{of} , um die Behaglichkeit der Fahrgäste aufrecht zu erhalten.

In Fig. 6 ist ein Flußdiagramm für den Kühlungslauf gezeigt. In einem Schritt S401 wird mit dem Betrieb des Kühlungslaufs begonnen. In einem Schritt S402 liest die Steuereinheit 43 die vom Umgebungsluft-Temperatursensor 62 erfaßte Umgebungslufttemperatur T_{amb} , die im voraus eingestellte Raumtemperatur T_{pic} , die Sonnenstrahlungsmenge Q_{sun} , die Einlaßlufttemperatur T_{suc} des zweiten inneren Wärmetauschers 35, die Strömungsrate V_{eva} der durch den zweiten inneren Wärmetauscher 35 strömenden Luft, die Auslaßlufttemperatur T_{out} des zweiten inneren Wärmetauschers 35 und die Auslaßlufttemperatur T_v des ersten inneren Wärmetauschers 33.

In einem Schritt S403 wird auf der Grundlage der im Schritt S402 eingelesenen thermischen Information die Soll-Auslaßlufttemperatur T_{of} berechnet.

In einem Schritt S404 wird festgestellt, ob die Soll-Auslaßlufttemperatur T_{of} kleiner als der im voraus eingestellte Wert $T_{of,2}$ ist. Wenn das Urteil im Schritt S404 "JA" lautet ($T_{of} < T_{of,2}$), geht das Programm weiter zu einem Schritt S405. Wenn das Urteil im Schritt S404 "NEIN" lautet ($T_{of} \geq T_{of,2}$), geht das Programm weiter zu einem Schritt S406, in dem eine thermische Steuerung zur Kühlung ausgeführt wird.

Im Schritt S405 wird festgestellt, ob für 1 Minuten die Auslaßlufttemperatur T_{out} des zweiten inneren Wärmetauschers 35 niedriger als Θ_3 ist.

Wenn das Urteil im Schritt S405 "JA" lautet, wird die Abkühlungsoperation im Schritt S407 angehalten, woraufhin das Programm zu einem Schritt S406 weitergeht, in dem eine normale Kühlung durch die Temperatur-

steuerung ausgeführt wird, um ein Gefrieren des zweiten inneren Wärmetauschers 35 zu vermeiden.

In Fig. 7 ist ein Flußdiagramm einer Abkühlungssteuerung gezeigt. Mit der Abkühlungssteuerung wird im Schritt S501 begonnen. In einem Schritt S502 wird ein Ventilatorauslaß 51 als Auslaß gewählt, obwohl die von einem Fahrgäst ausgeführte manuelle Auswahl gegenüber dieser Abkühlungssteuerung Priorität besitzt.

In einem Schritt S503 wird festgestellt, ob der Öffnungsgrad X_{dsc} der Luftpumpe 0% beträgt. Wenn $X_{dsc} = 0$ ist, geht das Programm weiter zu einem Schritt S504.

Im Schritt S504 wird der Öffnungsgrad X_{dsc} auf ΔX_1 gesetzt, wodurch die Mischungsklappe 46 leicht geöffnet wird, um einen Teil der durch den zweiten inneren Wärmetauscher 35 strömenden Luft in den ersten inneren Wärmetauscher 33 zu leiten. Durch diesen Vorgang wird das vom ersten inneren Wärmetauscher 33 an das Expansionsventil 34 gelieferte Kühlmittel sicher verflüssigt und auf stabile Weise zugeführt. Folglich wird der Kühlmittelumlauf stabil gehalten, so daß die Abkühlungsleistung des Kühlungslaufs verbessert wird, während gleichzeitig Schwierigkeiten wie etwa ein Blockieren des Kompressors 31 verringert werden.

In einem Schritt S505 wird die im voraus eingestellte Temperatur T_{out} als Soll-Wert $T_{out'}$ der Auslaßlufttemperatur T_{out} des zweiten inneren Wärmetauschers 35 behandelt.

In einem Schritt S507 wird die Wahl des Einlaßkanals auf eine interne Zirkulationsbetriebsart umgeschaltet, derart, daß der Außenluft-Einlaßkanal 41 von der Einlaßklappe 42 vollständig geschlossen und der Innenluft-Einlaßkanal 40 vollständig geöffnet wird.

In einem Schritt S508 wird die Luftströmungsratensteuerung ausgeführt.

In Fig. 8 ist ein Flußdiagramm zur Temperatursteuerung in einem Kühlungslauf gezeigt. In einem Schritt S601 wird mit der Temperatursteuerung im Kühlungslauf begonnen. In einem Schritt S602 wird der Auslaßkanal gewählt, durch den die Auslaßluft ausgeblasen wird. Die Wahl des Auslaßkanals wird durch eine manuelle Wahl des Fahrgäste mittels eines Handschalters ausgeführt oder durch dieses Steuersystem automatisch entsprechend der Soll-Auslaßlufttemperatur T_{of} ausgeführt, so daß sich die Fahrgäste behaglich fühlen.

In einem Schritt S603 wird festgestellt, ob der Auslaßkanal auf die Ventilatorbetriebsart eingestellt ist. Wenn der Auslaß auf die Ventilatorbetriebsart eingestellt ist, geht das Programm weiter zu einem Schritt S604. Wenn der Auslaßkanal auf eine von der Ventilatorbetriebsart verschiedene Betriebsart eingestellt ist, geht das Programm weiter zu einem Schritt S606.

Im Schritt S604 wird die Soll-Auslaßlufttemperatur T_{of} als Soll-Wert $T_{out'}$ der Auslaßlufttemperatur T_{out} behandelt.

In einem Schritt S605 wird der Öffnungsgrad X_{dsc} auf 0% gesetzt, d. h. daß die Mischungsklappe 46 vollständig geschlossen wird, so daß der Luftauslaß zum ersten inneren Wärmetauscher 33 unterbrochen wird.

Im Schritt S606 wird die Abweichung AO zwischen der Auslaßlufttemperatur T_v vom ersten inneren Wärmetauscher 33 und der Auslaßlufttemperatur T_{out} des zweiten inneren Wärmetauschers 35 berechnet.

In einem Schritt S607 wird festgestellt, ob das System auf eine Zweistufenbetriebsart eingestellt ist. Wenn das Urteil im Schritt S608 "JA" lautet, geht das Programm weiter zu einem Schritt S608, in dem der Standardwert S, durch den der Öffnungsgrad der Luftpumpe 0%

festgelegt wird, auf den Wert $S_{gesetzt}$ wird. Danach wird in einem Schritt S609 der Soll-Wert $T_{out'}$, der auf die Auslaßlufttemperatur T_{out} bezogen ist, auf $T_{of} - \delta T_1$ gesetzt. Wenn das Urteil im Schritt S607 "NEIN" lautet, d. h. wenn das System auf eine Defrosterbetriebsart eingestellt ist, geht das Programm weiter zu einem Schritt S610, in dem der Standardwert S auf S_4 eingestellt wird. Danach wird in einem Schritt S611 der auf die Auslaßlufttemperatur T_{out} bezogene Soll-Wert $T_{out'}$ auf $T_{of} - \delta T_2$ gesetzt.

In einem Schritt S612 wird die im Schritt S606 berechnete Abweichung AO in Abhängigkeit vom Standardwert S beurteilt. Wenn $\Delta < -S$ ist, geht das Programm weiter zu einem Schritt S613, in dem die Mischungsklappe 46 um $\$X_2$ etwas geschlossen wird, um die Abweichung der Lufttemperatur durch Verringerung der erneut erwärmten Luftmenge abzusenken. Wenn $\Delta > S$ ist, geht das Programm weiter zu einem Schritt S615, in dem die Mischungsklappe 46 um ΔX_2 leicht geöffnet wird, um die Abweichung der Lufttemperatur durch Erhöhen der erneut erwärmten Luftmenge abzusenken. Wenn $-S < \Delta < S$ ist, wird der Öffnungsgrad X_{dsc} im wesentlichen konstant gehalten.

In einem Schritt S616 wird die Arbeitslast des Kompressors 31 so gesteuert, daß die Auslaßlufttemperatur T_{out} des zweiten inneren Wärmetauschers 35 auf den Soll-Wert $T_{out'}$ eingestellt wird, der in den Schritten S604, S609 oder S611 gesetzt wird.

In einem Schritt S617 wird die Luftansaugoperation ausgeführt. Wenn die erste Ausführungsform des erfindungsgemäßen Systems beispielsweise auf ein Elektrofahrzeug angewendet wird, wird durch die Wahl einer kleineren Lüftmenge der Verbrauch von elektrischer Energie des Systems reduziert.

In einem Schritt S618 wird die Luftströmungsrate gesteuert.

In der so aufgebauten ersten Ausführungsform des erfindungsgemäßen Systems wird während eines Erwärmungslaufs das Dreieckventil 32 so geschaltet, wie durch eine durchgezogene Linie in Fig. 1 gezeigt ist; hierbei zirkuliert das Kühlmittel folgendermaßen: Kompressor 31 → Dreieckventil 32 → erster innerer Wärmetauscher 33 → Expansionsventil 34 → zweiter innerer Wärmetauscher 35 → Behälter 36 → Kompressor 31. Folglich wird die vom Ventilator 37 geführte Luft durch das durch den ersten inneren Wärmetauscher 33 strömende Kühlmittel erwärmt. Die vom Ventilator 37 geführte Luft wird von dem durch den zweiten inneren Wärmetauscher 35 strömenden Kühlmittel gekühlt.

Andererseits wird während eines Kühlungslaufs das Dreieckventil 32 so geschaltet, wie durch die gestrichelte Linie in Fig. 1 gezeigt ist; hierbei zirkuliert das Kühlmittel im System folgendermaßen: Kompressor 31 → Dreieckventil 32 → äußerer Wärmetauscher 38 → erster innerer Wärmetauscher 33 → Expansionsventil 34 → zweiter innerer Wärmetauscher 35 → Behälter 36 → Kompressor 31. Daher überträgt der äußere Wärmetauscher die Wärme des vom Kompressor 31 geförderten Kühlmittels an die Umgebungsluft. Ferner wird die im Kühlmittel verbleibende Wärme durch den ersten inneren Wärmetauscher 33 an die vom Ventilator 37 geführte Luft übertragen. Der zweite innere Wärmetauscher 35 überträgt die Wärme der vom Ventilator 37 geführten Luft oder die Wärme der durch den Winddruck geführten Luft an das Kühlmittel. Daher wird die durch den ersten inneren Wärmetauscher 33 strömende Luft erwärmt, während die durch den zweiten Wärmetauscher 35 strömende Luft gekühlt wird.

Das heißt, daß während des Erwärmungslaufs die Menge der vom zweiten inneren Wärmetauscher 35 aufgenommenen Wärme und die dem tatsächlichen Eingangswert W_{comp} des Kompressors 31 entsprechende Arbeitslast durch den Beginn des Betriebs des Kompressors 31 vom ersten inneren Wärmetauscher 33 abgestrahlt werden. Folglich wird die Luft, deren Temperatur höher als die Einlaßtemperatur T_{suc} des zweiten inneren Wärmetauschers 35 ist, in die Fahrgastzelle geblasen. Das heißt, daß die Einlaßlufttemperatur T_{suc} nach dem Verstreichen einer Laufzeit angehoben wird und daß der tatsächliche Eingangswert W_{comp} des Kompressors 31 erhöht wird. Folglich wird die Fahrgastzelle beschleunigt erwärmt. Da ferner die durch den zweiten inneren Wärmetauscher 35 gestromte Luft zum ersten inneren Wärmetauscher 33 geführt wird, wird der Wirkungsgrad des Kompressors 31 optimiert, derart, daß der tatsächliche Eingangswert T_{comp} so bestimmt wird, daß im zweiten inneren Wärmetauscher 35 relativ zu der ihn durchströmenden Luft kein Gefrieren hervorgerufen wird. Da außerdem die an die Fahrgastzelle gelieferte Luft im zweiten inneren Wärmetauscher 35 entfeuchtet und im ersten inneren Wärmetauscher 33 erwärmt wird, ist es möglich, daß eine Erwärmung zusammen mit einer Entfeuchtung ununterbrochen ausgeführt wird, ohne die Erwärmungskapazität zu verschlechtern und ohne daß ein Defrosterlauf notwendig ist.

Die Erwärmungsleistung beruht auf der von der Einlaßluft des zweiten inneren Wärmetauschers 33 mitgeführten Wärmemenge. Wenn daher die Umgebungslufttemperatur äußerst niedrig ist oder wenn die Fahrgastzelle schnell erwärmt werden soll, wird ein Gefrieren des zweiten inneren Wärmetauschers 35 selbst dann verhindert, wenn der tatsächliche Eingangswert W_{comp} des Kompressors 31 durch Öffnen der Rücklaufklappe 54 erhöht wird, um einen Teil der durch den ersten inneren Wärmetauscher 33 gestromten erwärmten Luft vom Wiedereinleitungsrohrsystem 50 in den inneren Luftführungskanal 40 einzuleiten oder um die in den zweiten inneren Wärmetauscher 35 strömende Luft mittels einer (nicht gezeigten) Heizung oder einer von einem (nicht gezeigten) Motor abgegebenen Wärme zu erwärmen. Da außerdem die Erhöhung des tatsächlichen Eingangswertes W_{comp} in eine vom ersten inneren Wärmetauscher 33 abgestrahlte Wärmemenge umgewandelt wird, wird die Auslaßlufttemperatur weiter erhöht.

Wenn sich die erste Ausführungsform der erfindungsgemäßen Klimaanlage in einem Zustand befindet, in dem die Abkühlungssteuerung im Kühlungslauf ausgeführt wird und eine von der Defrosterbetriebsart oder der zweistufigen Betriebsart verschiedene Betriebsart gewählt ist und wenn der Öffnungsgrad X_{dsc} der Luftpumpe 46 gleich 0 ist, wird der Öffnungsgrad X_{dsc} der Luftpumpe 46 auf ΔX_1 gesetzt. Bei dieser leichten Öffnung der Luftpumpe 46 wird ein Teil der durch den zweiten inneren Wärmetauscher 35 gestromten kühlen Luft zum ersten inneren Wärmetauscher 33 geführt. Folglich wird die Menge des vom ersten inneren Wärmetauscher 33 zum Expansionsventil 34 gestromten verflüssigten Kühlmittels erhöht, so daß das Kühlmittel auf stabile Weise zum zweiten inneren Wärmetauscher 35 geliefert werden kann. Dadurch kann die Kühlmittelzirkulation stabil gehalten werden, so daß Schwierigkeiten wie etwa die Blockierung des Kompressors 31 verringert werden und die Abkühlungsleistung verbessert wird.

Im folgenden wird das Ergebnis eines Experiments

angegeben, das in einem Erwärmungslauf der ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung ausgeführt wurde. Das Experiment wurde unter den folgenden Bedingungen ausgeführt: Umgebungstemperatur: 5 °C; Raumtemperatur: 5 °C; Luftströmungsraten der durch den zweiten inneren Wärmetauscher 35 strömenden Luft: 4 m³/min (konstant); ein Fahrgast in der Fahrgastzelle; keine Sonneneinstrahlung; zweiter innerer Wärmetauscher 35 ist in einem fünfsitzigen Personenkraftwagen eingebaut, der mit einem Motor mit einem Hubraum von 2000 ccm ausgerüstet ist; der Kompressor 31 ist ein Kompressor mit variabler Fördermenge.

Der tatsächliche Eingangswert W_{comp} des Kompressors 31, der von der Einlaßlufttemperatur T_{suc} des zweiten inneren Wärmetauschers 35 abhängt, wird so geändert, daß die Auslaßlufttemperatur T_{out} des zweiten inneren Wärmetauschers 35 bei ungefähr 0 °C gehalten wird, indem die Drehzahl des Kompressors 31 wie in Fig. 9 gezeigt geändert wird. Wenn folglich die Einlaßlufttemperatur T_{suc} des zweiten inneren Wärmetauschers 35 im Bereich zwischen 5 °C und 11 °C liegt, wird die Drehzahl des Kompressors 31 auf 800 min⁻¹ gesetzt. Wenn die Einlaßlufttemperatur T_{suc} im Bereich zwischen 11 °C und 17 °C liegt, wird die Drehzahl des Kompressors 31 entsprechend dem Anstieg der Einlaßlufttemperatur T_{suc} von 800 auf 1600 min⁻¹ erhöht. Wenn T_{suc} höher als 17 °C ist, wird die Drehzahl des Kompressors 31 konstant auf 1600 min⁻¹ gehalten.

Wenn unter der obenerwähnten Bedingung mit dem Anwärmungslauf der Klimaanlage begonnen wird, werden die Auslaßlufttemperatur T_v und die erfaßte Lufttemperatur T_{room} eines mit einem Motor mit einem Hubraum von 1500 ccm ausgerüsteten fünfsitzigen Fahrzeugs wie in Fig. 10 gezeigt erhöht. In Fig. 11 sind entsprechende Kurven für ein fünfsitziges Fahrzeug gezeigt, das mit einem Motor mit einem Hubraum von 2000 ccm ausgerüstet ist. Da der Wärmeverlust nach außen des fünfsitzigen Fahrzeugs mit dem Motor mit 2000 ccm größer als bei dem fünfsitzigen Fahrzeug mit dem Motor mit 1500 ccm ist, werden die Auslaßlufttemperatur T_v und die erfaßte Raumtemperatur T_{room} des Fahrzeugs mit dem Motor mit 2000 ccm im Vergleich zu dem Fahrzeug mit dem Motor mit 1500 ccm leicht angehoben, falls die gesamte durch den ersten inneren Wärmetauscher 33 strömende Luft in die Fahrgastzelle ausgetragen wird.

Um die Anstiegscharakteristik der Temperaturen T_v und T_{room} zu verbessern, wird ein Teil der durch den ersten inneren Wärmetauscher 33 wiedereingeleiteten Luft unter Verwendung des Wiedereinleitungsrohrsystems 50 in den Innenluftteinlaßkanal 49 wiedereingeleitet. Durch diesen Vorgang wurde das in Fig. 12 gezeigte Ergebnis erhalten. Das Ergebnis von Fig. 12 wurde unter der Bedingung erhalten, daß die Luftströmungsmenge von 3 m³/min, bezogen auf die Gesamtluftströmungsmenge von 4 m³/min, eingeleitet wurde. Durch Anheben der Einlaßlufttemperatur T_{suc} des zweiten inneren Wärmetauschers 35 tritt ein Gefrieren des zweiten inneren Wärmetauschers 35 nicht auf, ferner wird der tatsächliche Eingangswert W_{comp} des Kompressors 31 erhöht. Folglich wird eine stark angehobene Auslaßlufttemperatur T_v erhalten.

Da im Experiment des Erwärmungslaufs der tatsächliche Eingangswert W_{comp} des Kompressors 31 in Abhängigkeit von der Einlaßlufttemperatur T_{suc} des zweiten inneren Wärmetauschers 35 verändert wird, wird selbst bei einer verhältnismäßig niedrigen Umgebungstemperatur die Raumtemperatur schnell angehoben, so

daß ein ununterbrochener Lauf der Klimaanlage möglich wird, indem die Steuerung zur Erhöhung der Wärme menge, die von der in den zweiten inneren Wärmetauscher 35 strömenden Luft mitgeführt wird, ausgeführt wird. Wenn ferner der erste innere Wärmetauscher 33 durch die vom zweiten inneren Wärmetauscher 35 gekühlte Luft gekühlt wird und wenn hauptsächlich die Betriebsart der internen Zirkulation ausgeführt wird, wird die Erwärmungsleistung selbst dann aufrechterhalten, wenn der erste innere Wärmetauscher 33 kleiner beschaffen ist.

Nun wird das Ergebnis eines Experiments im Kühlungslauf beschrieben. Die Bedingungen für dieses Experiment sind die folgenden:

Der Kompressor 31 ist ein Typ mit variabler Fördermenge und so beschaffen, daß die Auslaßlufttemperatur T_{out} vom zweiten inneren Wärmetauscher 35 bei ungefähr 4°C gehalten wird. Folglich wird der tatsächliche Eingangswert W_{comp} des Kompressors 31 in Abhängigkeit von der Wärmelast des zweiten inneren Wärmetauschers 35 geändert. Die Drehzahl des Kompressors 31 wird konstant bei 1100 min^{-1} gehalten; die Umgebungstemperatur T_{amb} beträgt 36°C ; die Menge der durch den zweiten inneren Wärmetauscher 35 strömenden Luft V_{eva} beträgt $5 \text{ m}^3/\text{min}$, deren Temperatur beträgt 25°C (40%).

In Fig. 13 ist das Ergebnis des Experiments in einer Ventilatorbetriebsart gezeigt. Die vertikale Achse zeigt die Auslaßlufttemperatur T_{vent} des Ventilatorauslaßkanals 51 und den tatsächlichen Eingangswert W_{comp} des Kompressors 31. Auf der horizontalen Achse ist die Fahrzeuggeschwindigkeit aufgetragen. In der Ventilatorbetriebsart ist der Öffnungsgrad X_{dsc} der Luftpumungsklappe auf 0% gesetzt, während die Soll-Klimatisierungstemperatur T_{of} auf 4°C gesetzt ist. Daher wird die Soll-Auslaßlufttemperatur T_{of} gleich dem Soll-Wert $T_{out'}$ der Soll-Auslaßlufttemperatur T_{out} ($T_{out'} - T_{of} = 4^{\circ}\text{C}$). Wie in Fig. 13 gezeigt, zeigt die erfundungsgemäße Klimaanlage hinsichtlich des Vermögens, die Auslaßlufttemperatur konstant zu halten, in der Ventilatorbetriebsart eine verbesserte Leistung, da die Auslaßlufttemperatur T_{out} des Kompressors 31 bei 4°C gehalten wird, obwohl der tatsächliche Eingangswert W_{comp} des Kompressors 31 in Abhängigkeit vom Anstieg der Fahrzeuggeschwindigkeit klein wird.

In Fig. 14 ist das Ergebnis eines Experiments gezeigt, das in einer zweistufigen Betriebsart und bei einem Korrekturwert $\delta T_1 = 6$ ausgeführt wurde, wobei ein Teil der durch den zweiten inneren Wärmetauscher 35 strömenden Luft zum ersten inneren Wärmetauscher 33 geliefert wird und der Eingangswert des Kompressors verkleinert ist. Ähnlich wie in dem in Fig. 13 gezeigten Fall wird der Eingangswert durch die Zunahme der Fahrzeuggeschwindigkeit verringert. Die Auslaßlufttemperatur T_{vent} vom Ventilatorauslaßkanal 51 und die Auslaßlufttemperatur T_{foot} vom Fußraumauslaßkanal 52 werden unabhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit konstant gehalten.

In Fig. 14 ist der tatsächliche Eingangswert W_{comp} des Kompressors 31 von Fig. 13 durch Markierungen gekennzeichnet.

In Fig. 15 ist das Ergebnis eines Experiments in der Defrosterbetriebsart gezeigt. Auf der vertikalen Achse sind die Auslaßlufttemperatur T_{vent} vom Ventilatorauslaßkanal 51 und der tatsächliche Eingangswert W_{comp} des Kompressors 31 aufgetragen. Auf der horizontalen Achse ist die Fahrzeuggeschwindigkeit aufgetragen. In diesem Experiment beträgt der Öffnungsgrad X_{dsc} der

Luftmischungsklappe 100%, während der Soll-Wert $T_{out'}$ der Auslaßlufttemperatur T_{out} 4°C beträgt. Die Auslaßlufttemperatur T_{out} des zweiten inneren Wärmetauschers 35 ist in Fig. 3 durch eine Strichlinie dargestellt.

Wie in Fig. 15 gezeigt, wird in der Defrosterbetriebsart ähnlich wie in der Ventilatorbetriebsart oder in der zweistufigen Betriebsart die Auslaßlufttemperatur T_{def} vom Defroster-Auslaßkanal 53 unabhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit konstant gehalten. Die Eingangsleistung des Kompressors 31 wird dadurch verringert, daß die Kühlungsenergie durch Öffnen der Luftpumungsklappe 46 wieder eingeleitet wird und daß die Fahrzeuggeschwindigkeit erhöht wird.

Nun wird mit Bezug auf die Fig. 16 bis 21 eine zweite Ausführungsform der erfundungsgemäßen Klimaanlage beschrieben.

Wie in Fig. 16 gezeigt, wird durch die gegenseitige Verbindung der Gebläseeinheit 201, einer Kühlungseinheit 202 und einer Erwärmungseinheit 203 ein Rohrsystem gebildet. Die Gebläseeinheit 201 ist mit einem Paar von inneren Luftführungskanälen 140 und mit einem Außenlufteneinlaß 141 zum Führen der außerhalb der Fahrgastzelle befindlichen Umgebungsluft versehen. Das Verhältnis der von den Einlässen 140 bzw. 141 geführten Luftmengen wird durch den Öffnungsgrad eines Paares von Einlaßklappen 142 bestimmt. Die Einlaßklappen 142 werden durch ein mit der Steuereinheit 43 verbundenes Einlaßklappen-Betätigungsselement 301 angetrieben.

Die von den Einlässen 140 und 141 geführte Luft wird durch einen Ventilator 137 an die Kühlungseinheit 202 und durch den zweiten inneren Wärmetauscher 135 zur Erwärmungseinheit 203 geführt. Die Erwärmungseinheit 203 ist mit dem ersten inneren Wärmetauscher 133, mit der Luftpumungsklappe 146 und mit Auslässen wie etwa einem Ventilatorauslaßkanal 151, einem Fußraumauslaßkanal 152 und einem Defrosterauslaßkanal 153 versehen. Ferner sind eine Ventilatorklappe 155 zum Öffnen und Schließen des Ventilatorauslaßkanals 151, eine Fußraumklappe 156 zum Öffnen und Schließen des Fußraumauslaßkanals 152 und eine Defrosterklappe 157 zum Öffnen und Schließen des Defrosterauslaßkanals 153 vorgesehen. Die Fußraumklappe 156 ist so beschaffen, daß sie von dem mit der Steuereinheit 43 verbundenen Fußraumklappen-Betätigungsselement 302 angetrieben wird.

In der Erwärmungseinheit 203 sind in einem dem Lufteinlaß des ersten inneren Wärmetauschers gegenüber befindlichen Teil ein Klimatisierungsluft-Einlaßkanal 148 zum Wiedereinleiten von klimatisierter Luft in den Innenlufteneinlaß 140, der Ventilatorauslaßkanal 151, der Fußraum-Auslaßkanal 153 und ein Erwärmungseinheitseinsatz 157, der mit dem Defrosterauslaßkanal 153 verbunden ist, vorgesehen. Der Klimatisierungsluft-Einlaßkanal 153 ist mit dem Wiedereinleitungsrohrsystem 150 verbunden, welches seinerseits mit dem in der Nähe des internen Lufteinlasses 140 der Gebläseeinheit 201 angeordneten Klimatisierungsluft-Auslaßkanal 149 verbunden ist. Eine Rücklaufklappe 154 zum Öffnen und Schließen des Klimatisierungsluft-Einlaßkanals 148 ist so beschaffen, daß sie von einem Rücklaufklappen-Betätigungsselement 303 angetrieben wird. Im Wiedereinleitungsrohrsystem 150 ist ein PTC-Thermistor (Thermistor mit positivem Temperaturkoeffizienten) 304 angeordnet und so beschaffen, daß er über einen (nicht gezeigten) Schalter von einer Batterie elektrische Leistung empfängt. Der PTC-Thermistor 304 wird durch

die Eingabe der elektrischen Leistung von selbst erwärmt. Wenn die Temperatur des PTC-Thermistors eine vorgegebene Temperatur erreicht, steigt der Widerstandswert des PTC-Thermistors 304 schnell an, so daß der gelieferte elektrische Strom verringert wird. Daher wird die Temperatur des PTC-Thermistors 304 automatisch auf einem konstanten Wert gehalten, ohne durch die Strömungsrate der durch das Wiedereinleitungsrohrsystem 150 strömenden Luft beeinflußt zu werden.

Der Strömungskreis des Kühlmittels in dieser zweiten Ausführungsform ist gleich demjenigen in der ersten Ausführungsform, mit der Ausnahme, daß die Bezugszeichen 33 und 35 in die Bezugszeichen 133 bzw. 135 geändert worden sind.

In Fig. 18 ist eine Anwärmungssteuerung im Erwärmungslauf gezeigt, die im allgemeinen der in Fig. 4 gezeigten Steuerung ähnlich ist, mit der Ausnahme, daß die Schritte 207 und 208 neu hinzugefügt sind.

Im Schritt S207 wird die Einlaßklappe 142 durch das Einlaßklappen-Betätigungssegment 301 angetrieben, wobei der Zustand der Einlaßklappe 142 so gesetzt wird, daß Innenluft vollständig zirkuliert. Im Schritt S208 wird die Steuerung des Öffnungsgrades der Fußraumklappe 156 und der Rücklaufklappe 154 ausgeführt. Während der Anwärmungssteuerung sind der Ventilatorauslaßkanal 151 und der Defrosterauslaßkanal 153 geschlossen.

In Fig. 19 sind Einzelheiten der Öffnungsgradsteuerung gezeigt. In einem Schritt S701 wird die Auslaßlufttemperatur T_{out} des zweiten inneren Wärmetauschers 135 mit einer vorgegebenen Temperatur T_a , die beispielsweise im Bereich zwischen $-2^\circ C$ und $+2^\circ C$ liegt, verglichen. Die Auslaßlufttemperatur T_{out} wird entsprechend dem Druck des Kühlmittels geändert, was durch die Lufttemperatur in den Einheiten 201, 202 und 203 bewerkstelligt wird. Wenn $T_{out} < T_a$ ist, geht das Programm weiter zum Schritt S792, in dem der Öffnungsgrad X_f der Fußraumklappe 156 auf 0% gesetzt wird, der Öffnungsgrad X_r der Rücklaufklappe 154 auf 100% gesetzt wird und der Schalter des PTC-Thermistors 304 auf Durchlaß geschaltet wird, um die Klimatisierungsluft im Wiedereinleitungsrohrsystem 150 zu erwärmen. Da die Fußraumklappe 156 so eingestellt ist, daß der Fußraumeinlaßkanal 152 vollständig geschlossen ist, und da die Rücklaufklappe 154 so eingestellt ist, daß der Rücklaufenlaßkanal vollständig geöffnet ist, wird die Menge der Auslaßluft vom Fußraumeinlaßkanal 152 Null, so daß nahezu die gesamte durch den ersten inneren Wärmetauscher 133 strömende Luft durch den Ventilator 137 in die Kühlungseinheit 202 wiedereingeleitet wird, nachdem sie vom Klimatisierungsluft-Einlaßkanal 149 über das Wiedereinleitungsrohrsystem 150 zum Ventilator 201 geführt worden ist. Daher wird die zum zweiten inneren Wärmetauscher 135 geführte Luft erwärmt, derart, daß ihre Temperatur höher als diejenige der Umgebungsluft ist. Da insbesondere der PTC-Thermistor 304 in das Wiedereinleitungsrohrsystem 150 eingesetzt ist, wird die zum zweiten inneren Wärmetauscher 135 geführte Luft weiter erwärmt, so daß die Auslaßlufttemperatur T_{out} angehoben wird.

Nach der Verarbeitung im Schritt S702 kehrt das Programm zum Schritt S701 zurück.

Wenn andererseits das Urteil im Schritt S701 "NEIN" lautet ($T_{out} > T_a$), geht das Programm weiter zum Schritt S703, in dem der Öffnungsgrad X_f der Fußraumklappe 156 auf einen vorgegebenen Öffnungsgrad X_{fa} gesetzt wird, derart, daß eine vorgegebene Luftmenge aus dem Fußraumauslaßkanal 152 ausgeblasen wird. Dann wird

der Öffnungsgrad X_r der Rücklaufklappe auf 100% eingestellt, ferner wird der PTC-Thermistor 304 eingeschaltet. In einem Schritt S704 wird die Raumlufttemperatur T_{room} mit einer vorgegebenen Temperatur T_b verglichen. Wenn $T_{room} < T_b$ ist, kehrt das Programm zum Schritt S703 zurück. Wenn $T_{room} \geq T_b$ ist, geht das Programm weiter zu einem Schritt S705.

Im Schritt S705 werden der Öffnungsgrad X_f der Fußraumklappe 156 und der Öffnungsgrad X_r der Rücklaufklappe 154 in Abhängigkeit von der Raumlufttemperatur T_{room} geändert. Wie in Fig. 20 gezeigt, wird bei einem Anstieg der Raumlufttemperatur T_{room} der Öffnungsgrad der Fußraumklappe 156 größer und der Öffnungsgrad der Rücklaufklappe 154 kleiner. In diesem Betrieb bleibt der PTC-Thermistor 304 ständig eingeschaltet. Hierbei wird die Menge der vom Fußraumauslaßkanal 152 in die Fahrgastzelle ausgeblasenen Luft allmählich erhöht, während die in das Wiedereinleitungsrohrsystem 150 geführte Luft allmählich verringert wird.

In einem Schritt S706 wird die Raumlufttemperatur T_{room} mit einer vorgegebenen Temperatur T_c ($> T_b$) verglichen. Wenn $T_{room} < T_c$ ist, kehrt das Programm zum Schritt S705 zurück. Wenn das Gegenteil der Fall ist, geht das Programm weiter zu einem Schritt S707, in dem der Öffnungsgrad X_f der Fußraumklappe 156 auf 100% gesetzt wird, der Öffnungsgrad X_r der Rücklaufklappe 154 auf 0% gesetzt wird und der PTC-Thermistor 304 ausgeschaltet wird.

Mit der so aufgebauten Klimaanlage wird während der Anwärmungsphase die zur Gebläseeinheit 201 geführte Luft vollständig in die Fahrgastzelle geführt (100%). Die Öffnungsgrade der Fußraumklappe 156 und der Rücklaufklappe 154 werden wie in Fig. 21 gezeigt gesteuert. Das heißt, daß unter der Bedingung, bei der direkt nach dem Beginn des Erwärmungslaufs die Auslaßlufttemperatur T_{out} des zweiten inneren Wärmetauschers 135 kleiner als eine vorgegebene Temperatur T_a ist, die Fußraumklappe 156 den Fußraumauslaßkanal 152 vollständig schließt und die Rücklaufklappe 154 den Rücklaufkanal 148 vollständig öffnet. Da die Fußraumklappe 156 vollständig geschlossen ist, wird verhindert, daß kühle Luft aus dem Fußraum-Auslaßkanal 152 ausgeblasen wird, was für die Fahrgäste unangenehm wäre. Da ferner die Ventilatorklappe 155, die Fußraumklappe 156 und die Defrosterklappe 157 vollständig geschlossen sind und die Rücklaufklappe 154 vollständig geöffnet ist, wird die durch den ersten inneren Wärmetauscher 133 gestromte Luft zum Wiedereinleitungsrohrsystem 150 geführt und unter Erwärmung durch den PTC-Thermistor 304 vom Klimatisierungsluft-Einlaßkanal 149 zur Gebläseeinheit 201 geleitet. Im Ergebnis nimmt die Temperatur der zum zweiten inneren Wärmetauscher 135 angesaugten Luft zu, so daß sie höher als die Umgebungslufttemperatur ist und die Energie im Kühlmittel ansteigt. Der Anstieg des Drucks und der Temperatur des Kühlmittels bewirkt einen Temperaturanstieg der vom ersten inneren Wärmetauscher 131 ausgegebenen Luft. Wenn daher die Luft einmal erwärmt ist, wird ihre Temperatur beschleunigt erhöht. Dadurch wird eine schnelle Erwärmung der klimatisierten Luft während der Erwärmungsstartperiode verwirklicht.

Da der Klimatisierungsluft-Einlaßkanal 148 des Wiedereinleitungsrohrsystems 150 in einem Bereich gegenüber dem ersten inneren Wärmetauscher 133 angeordnet ist, wird die klimatisierte Luft, die vom ersten inneren Wärmetauscher 133 ausgeblasen wird, entlang einer gekrümmten Wand der Erwärmungseinheit 203 geführt und zum Rücklaufenlaßkanal 148 geleitet. Dadurch

kann die Luft gleichmäßig strömen, so daß der Druckverlust der Strömung abnimmt.

Wenn die Auslaßlufttemperatur T_{out} höher als der vorgegebene Wert T_a wird (frühe Periode der Anwärmungssteuerung), wird die Fußraumklappe 156 um einen vorgegebenen Wert X_a geöffnet, so daß die vom ersten inneren Wärmetauscher 133 erwärmte Luft aus dem Fußraumauslaßkanal 152 in die Fahrgastzelle geblasen wird. Dann werden entsprechend dem Anstieg der Raumlufttemperatur T_{room} die Fußraumklappe 156 allmählich geöffnet und die Rücklaufklappe 154 allmählich geschlossen. Da die gesamte Luft in die Fahrgastzelle geführt wird, ist es somit nicht notwendig, die Luft durch das Wiedereinleitungsrohrsystem 150 zu erwärmen, wenn die Raumlufttemperatur ausreichend hoch ist. Die Raumlufttemperatur T_{room} kann gesteuert werden, indem die Rücklaufklappe 154 allmählich geschlossen und die Fußraumklappe 156 allmählich geöffnet werden. Wenn die Raumlufttemperatur schließlich einen vorgegebenen Wert T_c erreicht, wird die Rücklaufklappe 154 vollständig geschlossen, wird die Fußraumklappe 156 vollständig geöffnet und wird der PTC-Thermistor 304 ausgeschaltet (stabile Periode).

In der vorliegenden Ausführungsform dienen der Auslaßluft-Temperatursensor 59 des zweiten inneren Wärmetauschers als Auslaßtemperatursensor, das Rücklaufklappen-Betätigungslement 303 als Rücklaufklappenöffnungsgrad-Steuereinrichtung, das Fußraumklappen-Betätigungslement 302 als Fußraumklappenöffnungsgrad-Steuereinrichtung und die Steuereinheit 43 als Steuereinrichtung.

Bei einer so aufgebauten Klimaanlage wird während der Anwärmperiode der erste innere Wärmetauscher, als Wärmestrahler verwendet, während der zweite innere Wärmetauscher als Wärmeaufnehmer verwendet wird. Während des Kühlungslaufs werden entweder nur der äußere Wärmetauscher oder sowohl der äußere Wärmetauscher als auch der erste innere Wärmetauscher als Wärmestrahler verwendet, wobei die der Klimaanlage zugeführte Luft durch den ersten inneren Wärmetauscher erwärmt wird, nachdem sie durch den zweiten inneren Wärmetauscher befeuchtet worden ist. Folglich wird die Klimatisierungskapazität dieser Klimaanlage verbessert, wobei diese Kapazität selbst dann aufrechterhalten wird, wenn sich die Klimaanlage in einem zur Befeuchtung notwendigen Erwärmungslauf befindet. Da es außerdem nicht notwendig ist, einen Defrosterlauf auszuführen, ist es möglich, diese Klimaanlage ununterbrochen zu betreiben. Da folglich die Strömungsrichtung des Kühlmittels während des Kühlungslaufs und während des Erwärmungslaufs gleich ist, kann ein Leitungssystem und ein Kühlmittel, das bei einer herkömmlichen Klimaanlage Verwendung findet, ohne Änderung des Leitungssystems verwendet werden.

Bei der so aufgebauten Klimaanlage ist außerdem möglich, daß die Raumlufttemperatur schnell angehoben wird, weil eine Einrichtung vorgesehen ist, mit der die Einlaßluft erwärmt oder ein Teil der erwärmten Luft wiedereingeleitet wird, indem sie durch den ersten inneren Wärmetauscher zur Lufteinlaßseite des zweiten inneren Wärmetauschers strömt, wobei der zweite innere Wärmetauscher stromabseitig zum Ventilator angeordnet ist und der erste innere Wärmetauscher stromabseitig zum zweiten inneren Wärmetauscher angeordnet ist.

Ferner kann die zum zweiten inneren Wärmetauscher geführte Luft soweit erwärmt werden, daß ihre Temperatur höher als die Umgebungstemperatur ist. Selbst wenn daher die Klimaanlage auf ein Fahrzeug ohne

Wärmequelle wie etwa ein mit Sonnenenergie betriebenes Fahrzeug oder ein Elektrofahrzeug angewendet wird, wird ein schneller Anstieg der Raumlufttemperatur selbst dann verwirklicht wenn die Umgebungstemperatur extrem niedrig ist. Da außerdem eine ausreichende Erwärmungskapazität ohne Erhöhung der Abstrahlungsmenge des ersten inneren Wärmetauschers erhalten wird, ist es nicht notwendig, die Wärmeaufnahmekapazität des zweiten inneren Wärmetauschers zu erhöhen. Dadurch wird ein Gefrieren des zweiten inneren Wärmetauschers verhindert.

Obwohl in dem Wiedereinleitungs-Rohrsystem dieser Ausführungsform der erfundungsgemäßen Klimaanlage ein PTC-Thermistor vorgesehen ist, kann selbstverständlich in das Wiedereinleitungsrohrsystem eine Heizquelle eines anderen Typs eingebaut werden. Obwohl während der Anwärmungssteuerung die gesamte Luft in die Fahrgastzelle geführt wird, kann selbstverständlich auch eine vorgegebene Menge der Umgebungsluft in die Fahrgastzelle geleitet werden. Schließlich können selbstverständlich die Auslaßtemperatursensoren 67 des ersten inneren Wärmetauschers 33 oder der Einlaßlufttemperatursensor 58 des zweiten inneren Wärmetauschers 35 anstatt des Auslaßlufttemperatursensors 59 des zweiten inneren Wärmetauschers 35 als Auslaßlufttemperatursensor verwendet werden, außerdem kann ein neuer Temperatursensor in das Wiedereinleitungsrohrsystem 150 oder in die Gebläseeinheit 201 oder in die Kühlungseinheit 202 oder in die Erwärmungseinheit 203 eingesetzt werden.

Patentansprüche

1. Klimaanlage vom Wärme pumpentyp für Kraftfahrzeuge, mit einem Kühlmittel; einem Kompressor (31), der das Kühlmittel mit einer Arbeitslast beaufschlägt; einem äußeren Wärmetauscher (38), der mit der Kühlmittel-Förderseite des Kompressors (31) verbunden ist und Wärme des Kühlmittels an die Umgebungsluft abstrahlt; und einem Gebläse (37), das Luft bewegt, um eine Fahrgastzelle des Kraftfahrzeugs zu klimatisieren, gekennzeichnet durch
 - einen ersten inneren Wärmetauscher (33), der mit der Kühlmittel-Förderseite des Kompressors (31) verbunden ist und die Wärme des Kühlmittels an die vom Gebläse (37) bewegte Luft überträgt; ein Expansionsventil (34), das mit der Kühlmittel-Auslaßseite des ersten inneren Wärmetauschers (33) verbunden ist;
 - einen zweiten inneren Wärmetauscher (35) der mit einer Kühlmittel-Auslaßseite des Expansionsventils (34) verbunden ist und die vom Gebläse (37) bewegte Luft kühlt, indem er die Wärme der Luft an das Kühlmittel überträgt, die über das Expansionsventil (34) vom äußeren Wärmetauscher (38) und/oder vom ersten inneren Wärmetauscher (33) zugeführt wird; und
 - ein Schaltventil (32), das zwischen der Kühlmittel-Förderseite des Kompressors (31), einer Kühlmittel-Einlaßseite des äußeren Wärmetauschers (38) und einer Kühlmittel-Einlaßseite des ersten inneren Wärmetauschers (33) angeordnet ist und während eines Erwärmungslaufs das Kühlmittel zum äußeren Wärmetauscher (38) führt und während eines Kühlungslaufs das Kühlmittel zum ersten inneren Wärmetauscher (33) führt, nachdem es das Kühl-

mittel zum äußeren Wärmetauscher (38) geführt hat.

2. Klimaanlage vom Wärmepumpentyp gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der zweite innere Wärmetauscher (35) und der erste innere Wärmetauscher (33) stromabseitig zum Gebläse (37) angeordnet sind und daß der erste innere Wärmetauscher (33) stromabseitig zum zweiten inneren Wärmetauscher (35) angeordnet ist.

3. Klimaanlage vom Wärmepumpentyp gemäß Anspruch 2, gekennzeichnet durch eine Einrichtung zum Anheben der Temperatur der zum zweiten inneren Wärmetauscher (35) geführten Luft, derart, daß diese Temperatur höher als die Umgebungs- 10 lufttemperatur ist.

4. Klimaanlage vom Wärmepumpentyp gemäß Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Temperaturanhebungseinrichtung umfaßt: einen Klimatisierungsluft-Einlaß (48), der stromabseitig zum ersten inneren Wärmetauscher (33) angeordnet ist, 15 eine Rücklaufklappe (54), die den Klimatisierungsluft-Einlaß (48) öffnet und schließt, und ein Wiedereinleitungsrohrsystem (50), das den Klimatisierungsluft-Einlaß (48) mit der Einlaßseite des Gebläses (37) verbindet.

5. Klimaanlage vom Wärmepumpentyp gemäß Anspruch 4, gekennzeichnet durch eine Einrichtung zur Erfassung von Signalen, die den Druck und die Temperatur des Kühlmittels angeben.

6. Klimaanlage vom Wärmepumpentyp gemäß Anspruch 5, gekennzeichnet durch eine Einrichtung zur Änderung des Zustands der Rücklaufklappe (54) und zum Wählen eines Auslaßkanals zum Ausblasen von klimatisierter Luft in die Fahrgastzelle.

7. Klimaanlage vom Wärmepumpentyp gemäß Anspruch 6, gekennzeichnet durch einen Auslaßluft-Temperatursensor (60) zur Erfassung der Temperatur der vom Gebläse (37) bewegten Luft, einen Raumtemperatursensor (63) zum Erfassen der Temperatur in der Fahrgastzelle, eine Einrichtung zum Steuern des Öffnungsgrades der Rücklaufklappe (54), eine Fußraumklappe (56) zum Schließen und Öffnen eines Fußraum-Auslaßkanals (52), der stromabseitig zum ersten inneren Wärmetauscher (33) angeordnet ist, eine Einrichtung zum Steuern des Öffnungsgrades der Fußraumklappe (56), eine Ansaugeinrichtung zum Steuern der Menge der von der Gebläseeinrichtung (37) geführten Umgebungsluft und der Menge der in die Fahrgastzelle geführten Luft, eine Öffnungsgrad-Steuereinrichtung zum Steuern des Öffnungsgrades der Rücklaufklappe (54) in Abhängigkeit von der Temperatur der vom Gebläse (37) bewegten Luft und/oder der Raumtemperatur und eine Steuereinrichtung zum Steuern der Fußraumklappen-Öffnungsgrad-Steuereinrichtung und der Ansaugeinrichtung.

8. Klimaanlage vom Wärmepumpentyp gemäß Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuereinrichtung (43) umfaßt: einen Ansaugsteuerabschnitt, der die Ansaugeinrichtung steuert, derart, daß bei Beginn des Erwärmungslaufs die Ansaugluftmenge größer als eine vorgegebene Menge ist, und eine Klappensteuereinrichtung, die die Rücklaufklappen-Öffnungsgrad-Steuereinrichtung und die Fußraumklappen-Öffnungsgrad-Steuereinrichtung steuert, derart, daß die Rücklaufklappe (54) vollständig geöffnet und die Fußraumklappe 56

vollständig geschlossen werden, wenn die Temperatur der vom Gebläse (37) bewegten Luft niedriger als ein vorgegebener Wert ist, und daß in Abhängigkeit vom Anstieg der Raumlufttemperatur die Rücklaufklappe (54) allmählich geschlossen und die Fußraumklappe (56) allmählich geöffnet werden, wenn die Temperatur der vom Gebläse (37) bewegten Luft größer oder gleich der vorgegebenen Temperatur ist.

9. Klimaanlage vom Wärmepumpentyp gemäß Anspruch 2, gekennzeichnet durch einen Temperatursensor (58), der die Temperatur der zum zweiten inneren Wärmetauscher (35) geführten Luft erfaßt, und eine Einrichtung zum Berechnen der Arbeitslast des Kompressors (31) auf der Grundlage der Signale während des Erwärmungslaufs bei Stillstand des Kompressors (31), wobei diese Signale vom Einlaßluft-Temperatursensor (58) für den zweiten inneren Wärmetauscher (35) erfaßt werden, und eine Einrichtung zum Antrieben des Kompressors (31) in Abhängigkeit von der berechneten Arbeitslast des Kompressors (31).

10. Klimaanlage vom Wärmepumpentyp gemäß Anspruch 2, gekennzeichnet durch eine Luftmischungsklappe (46), die an der Lufteinlaßseite des ersten inneren Wärmetauschers (33) angeordnet ist, und eine Einrichtung (43) zum Steuern des Öffnungsgrades der Luftmischungsklappe (46).

Hierzu 19 Seite(n) Zeichnungen

FIG.1

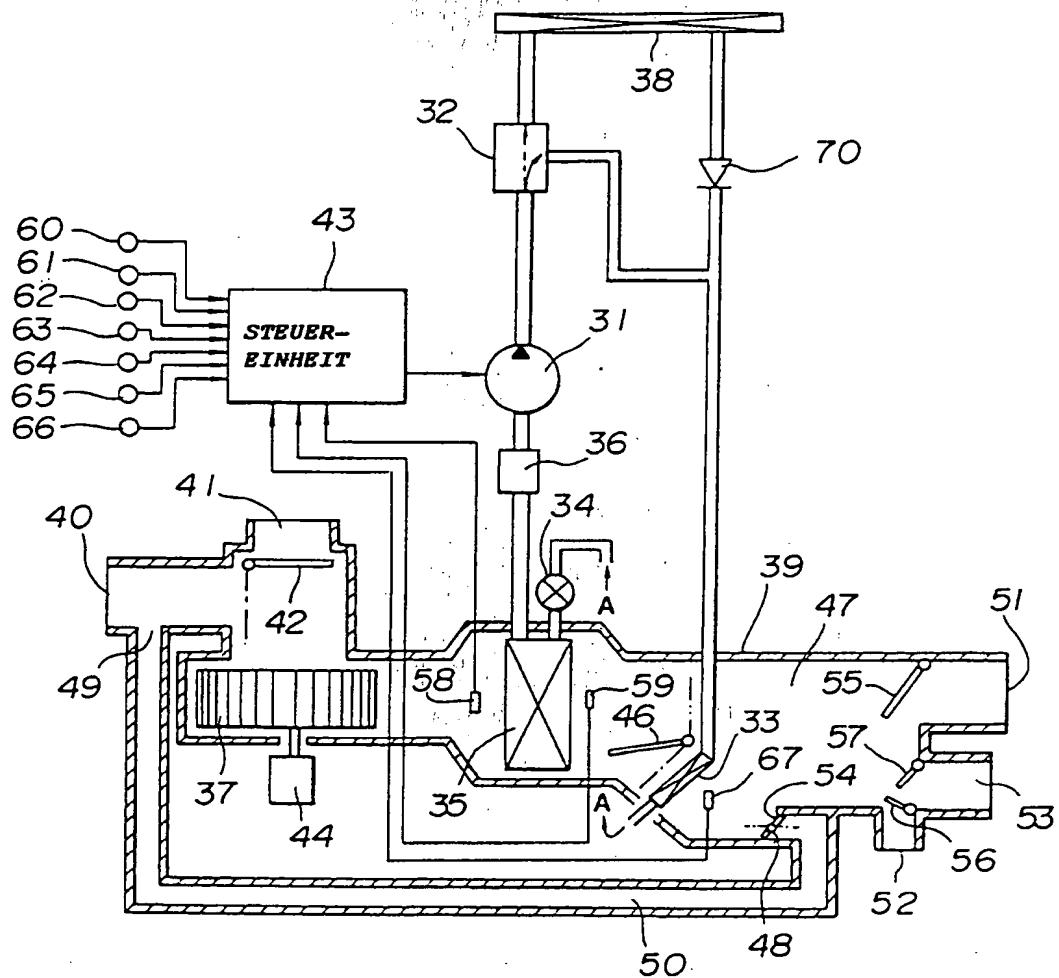


FIG. 2

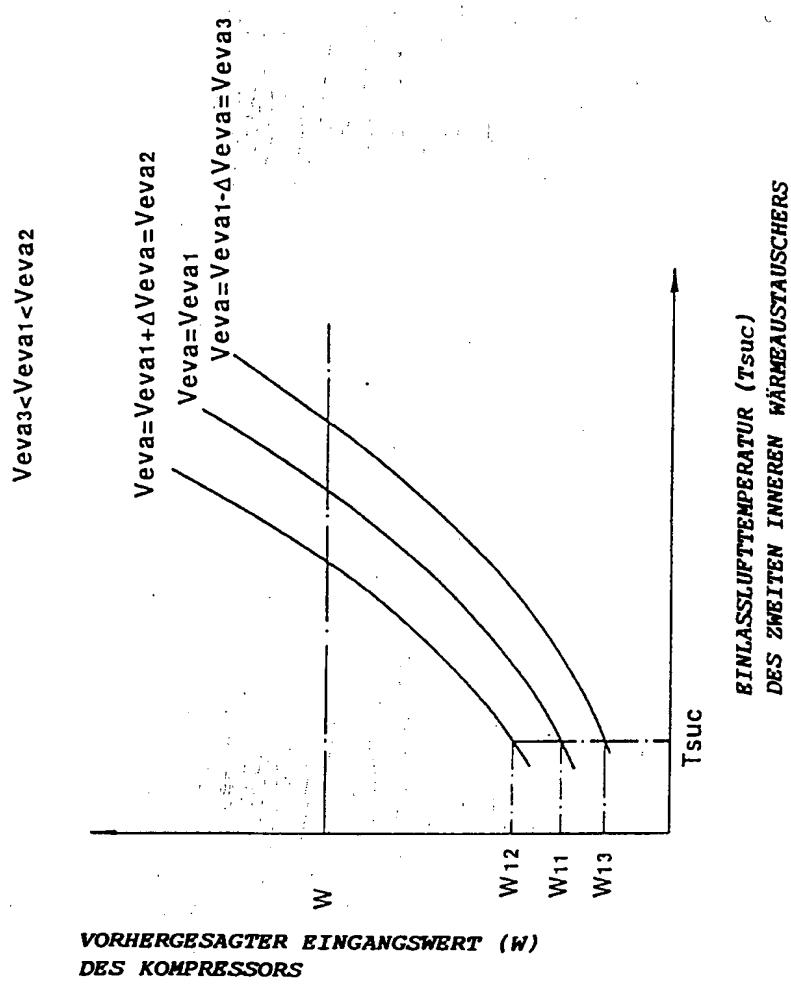


FIG.3

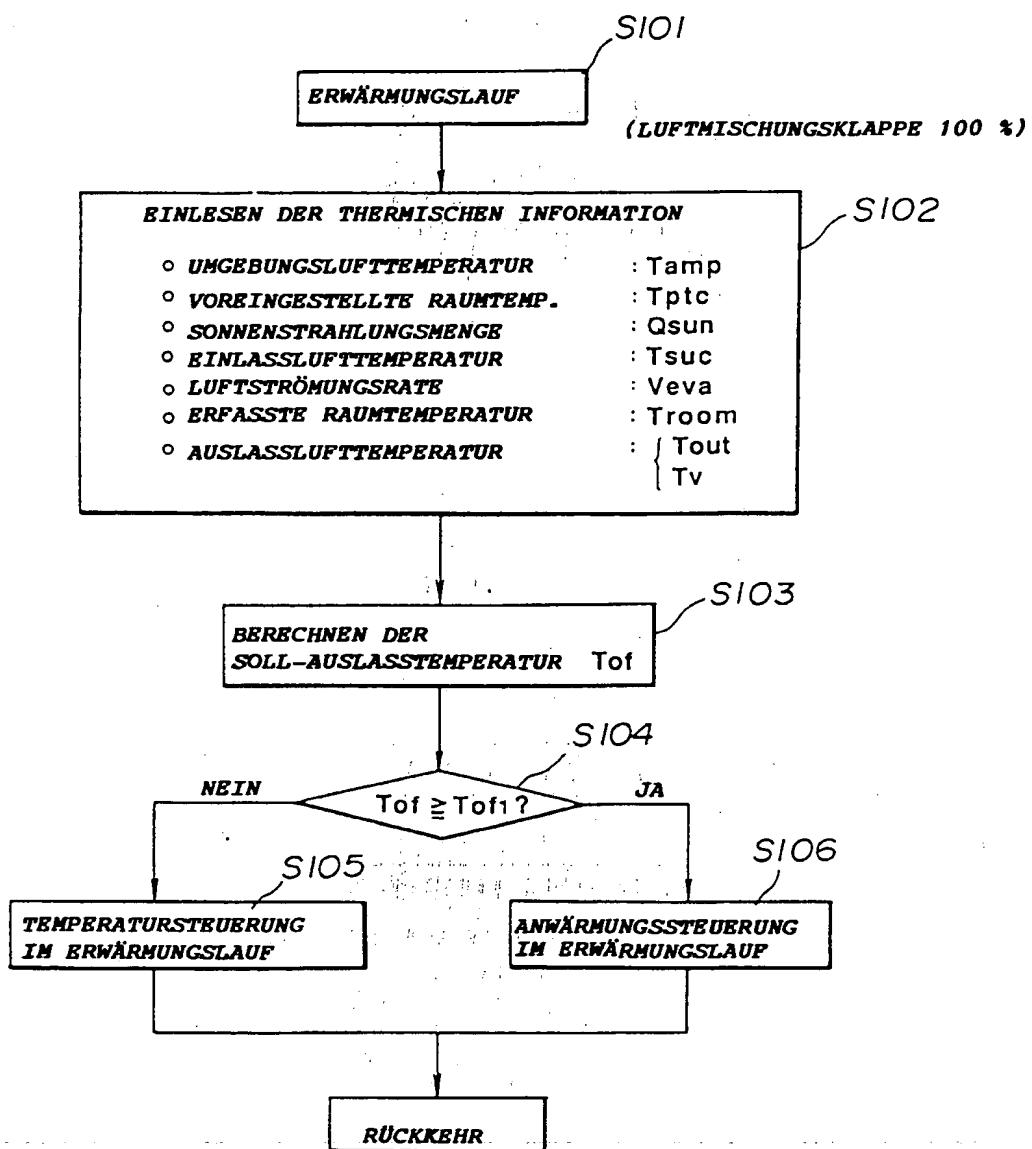


FIG.4

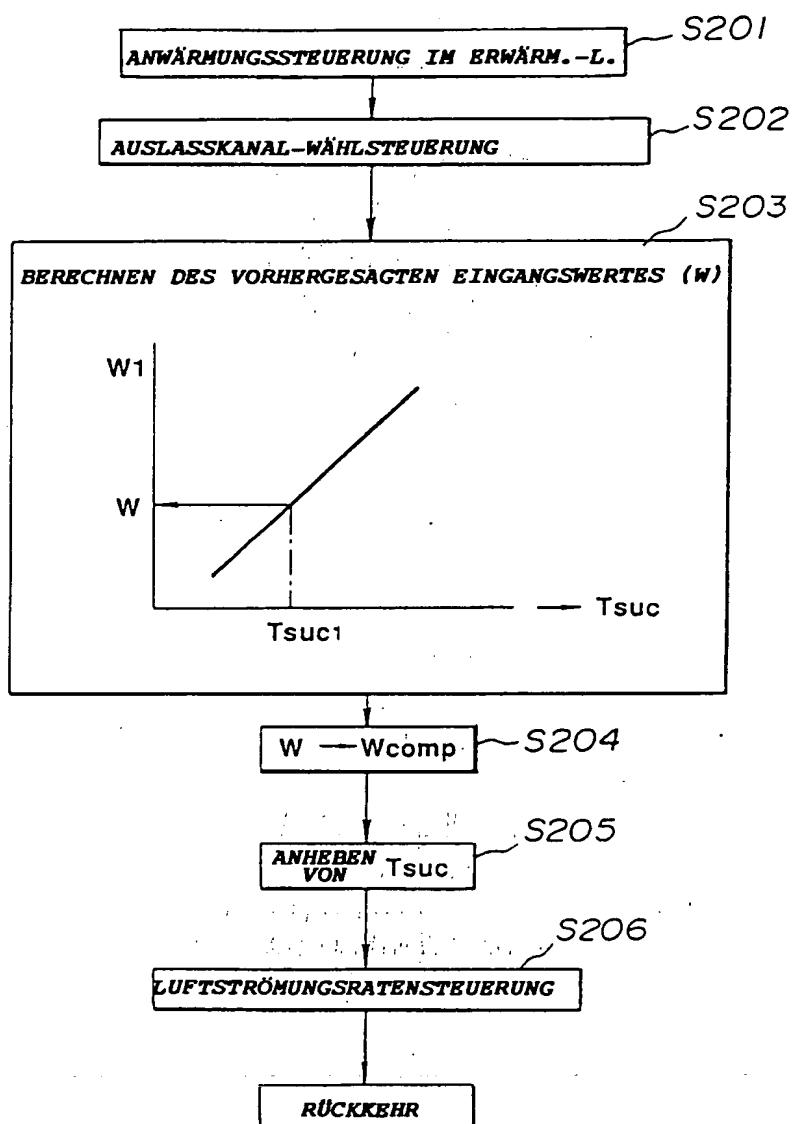


FIG.5

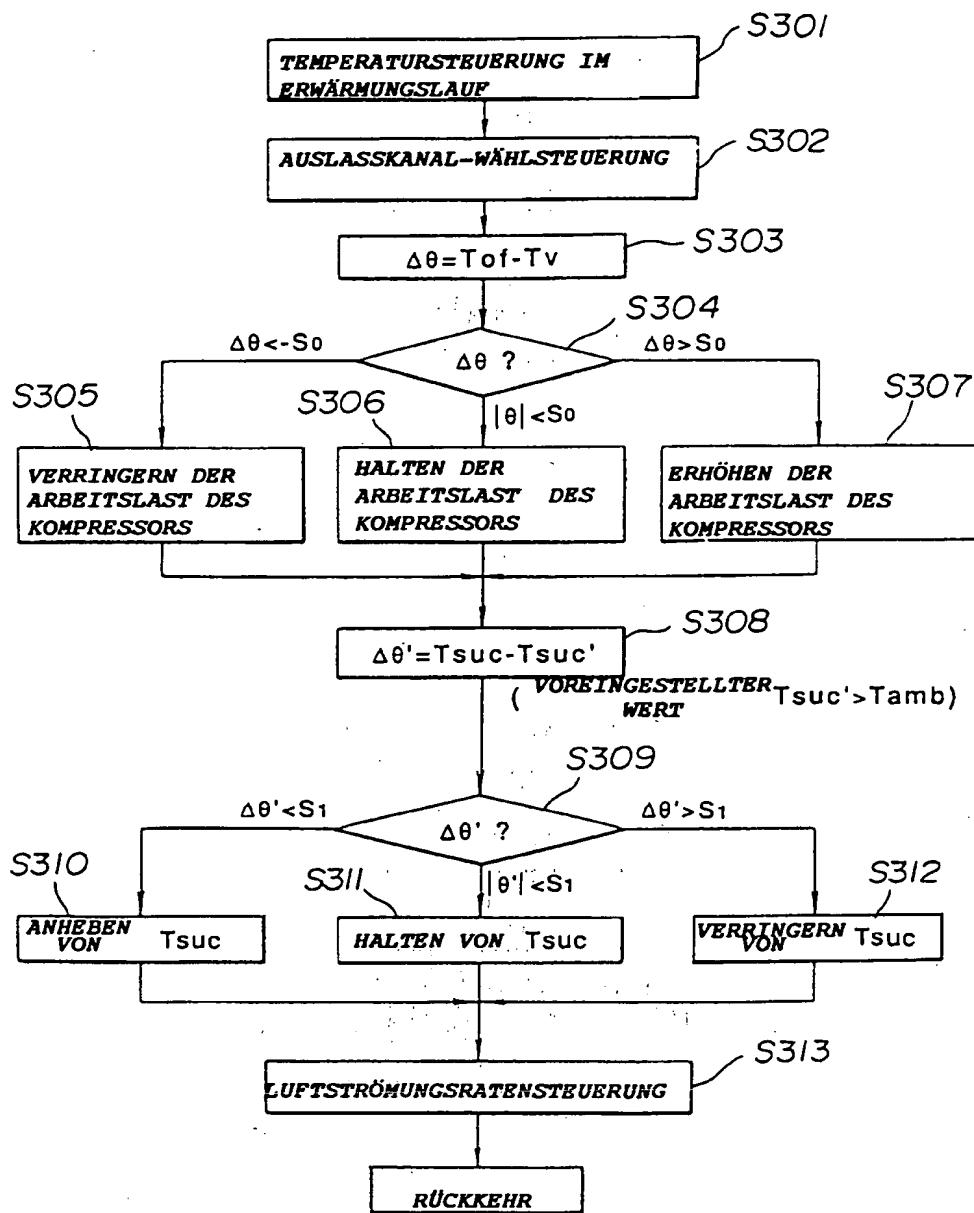


FIG.6

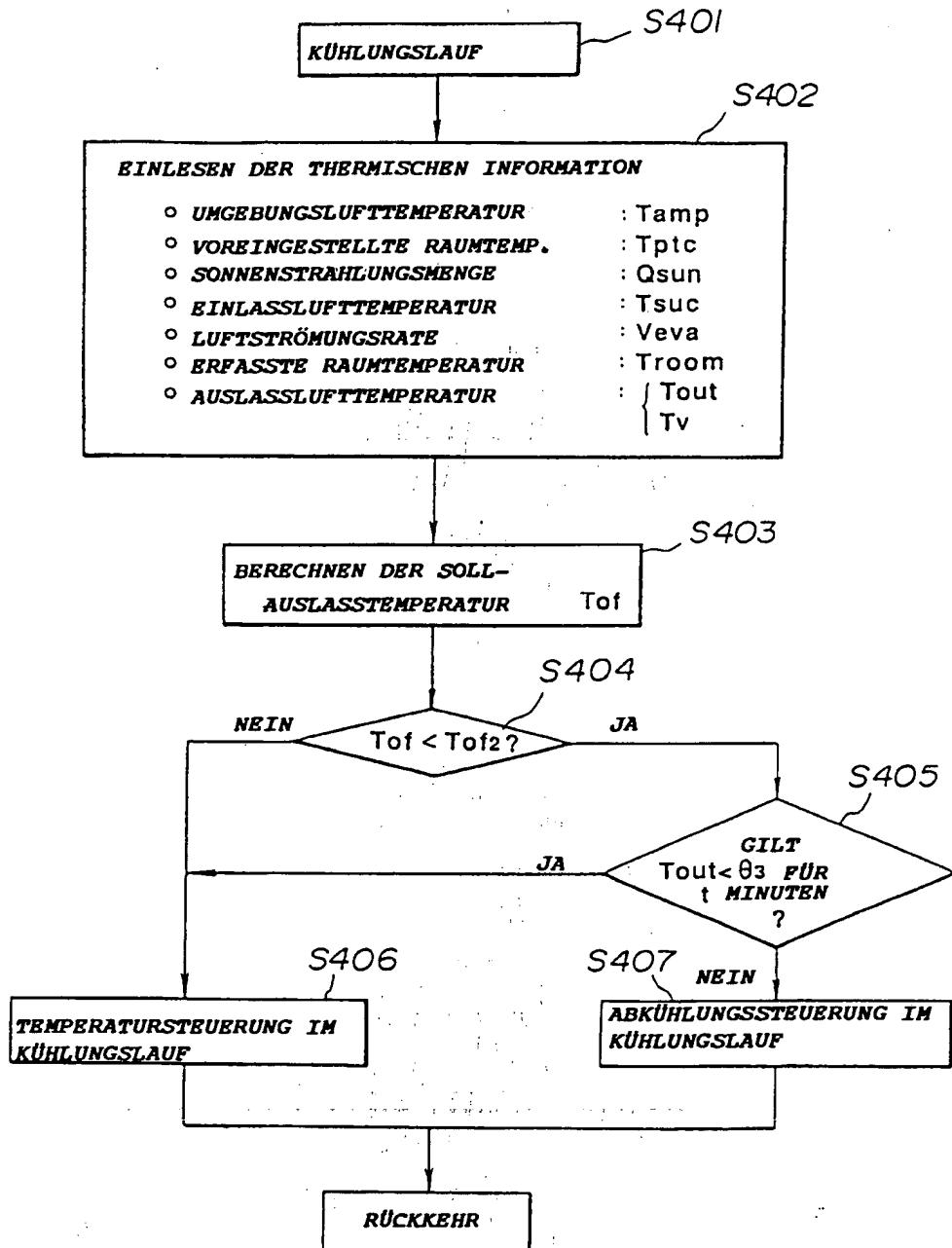


FIG.7

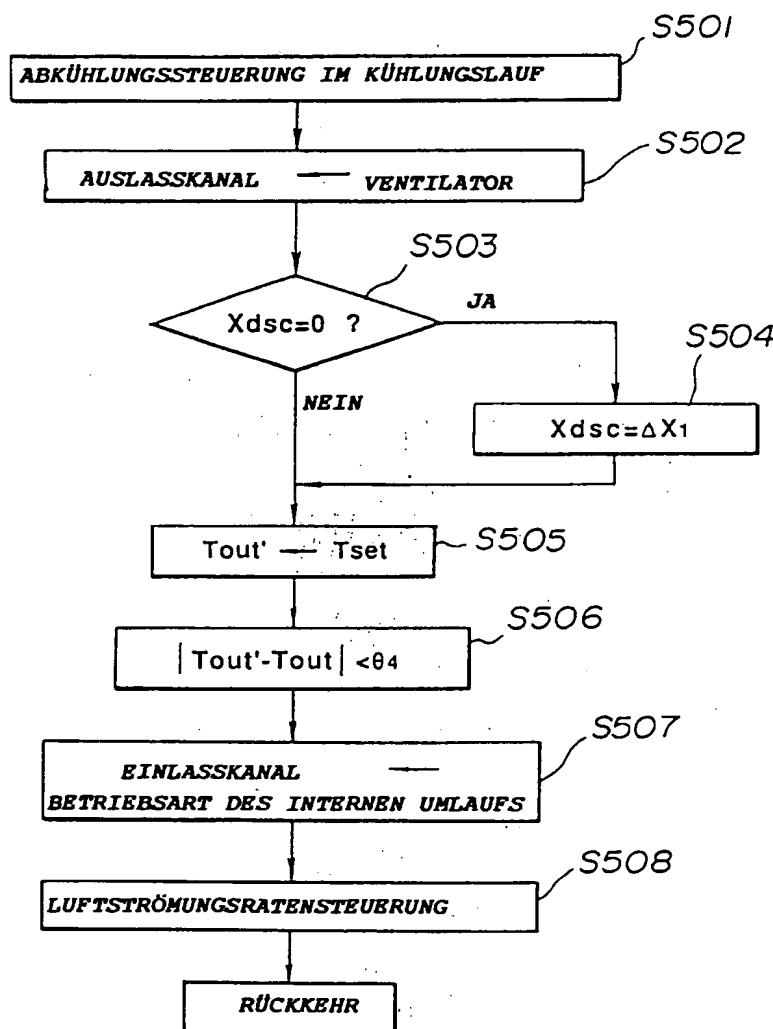


FIG.8

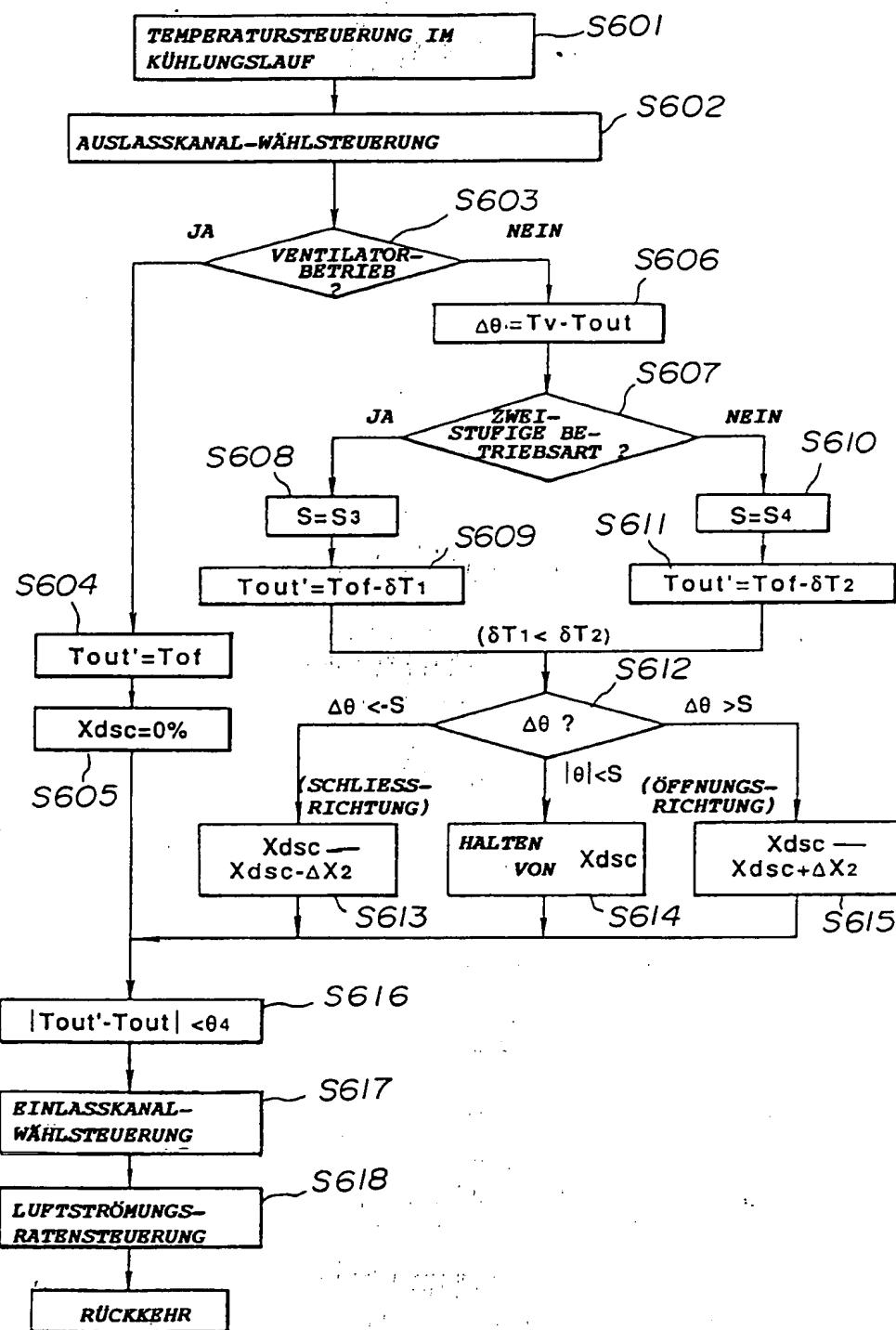


FIG.9

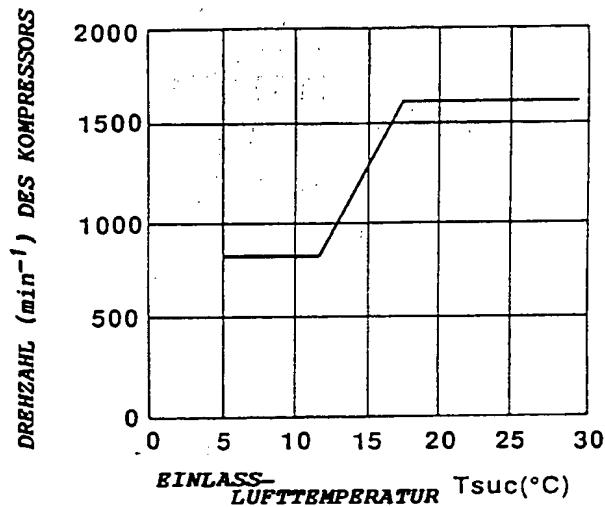


FIG.10

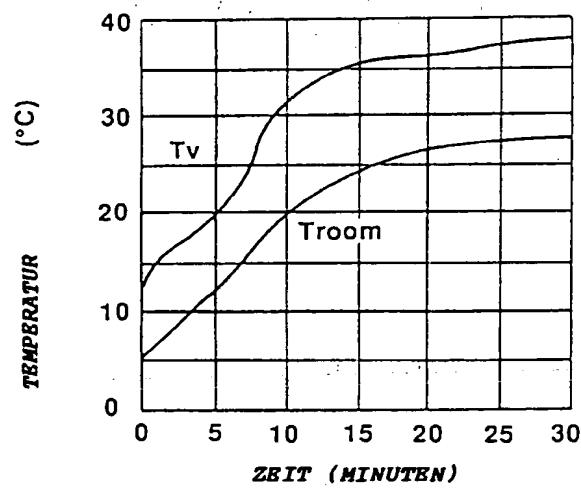


FIG.11

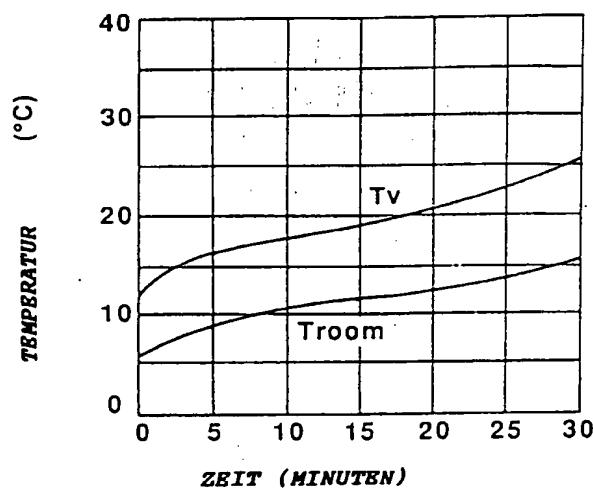


FIG.12

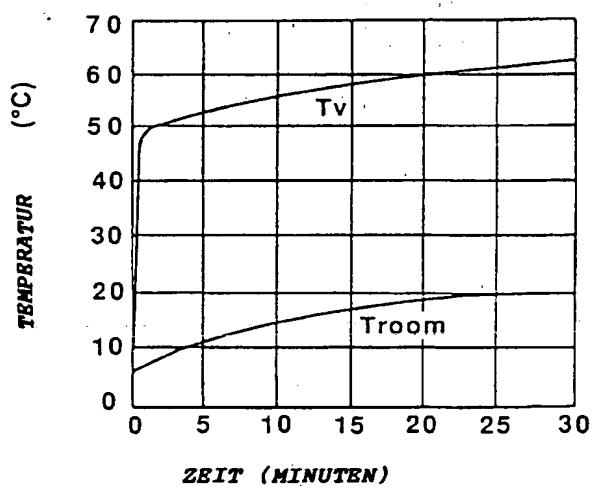


FIG.13

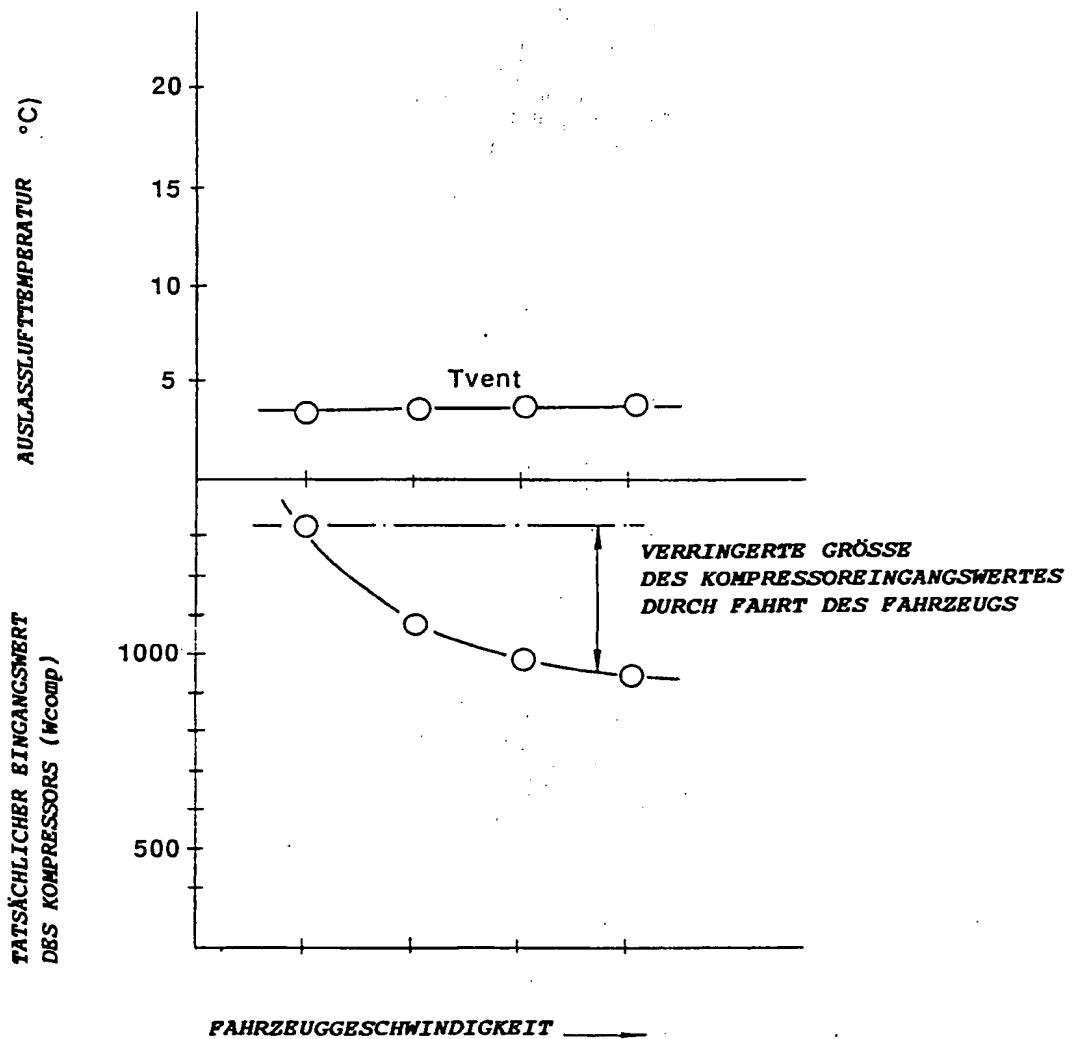


FIG.14

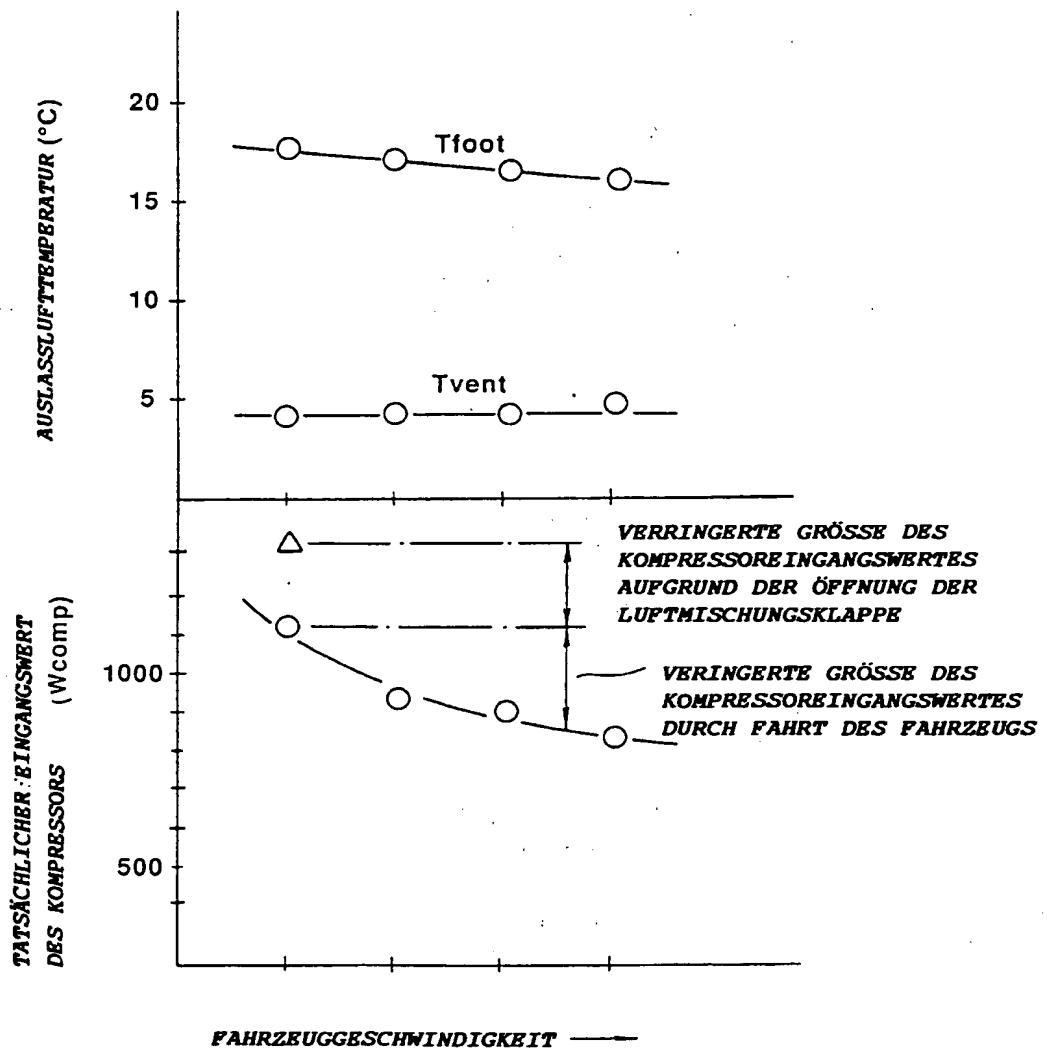


FIG. 15

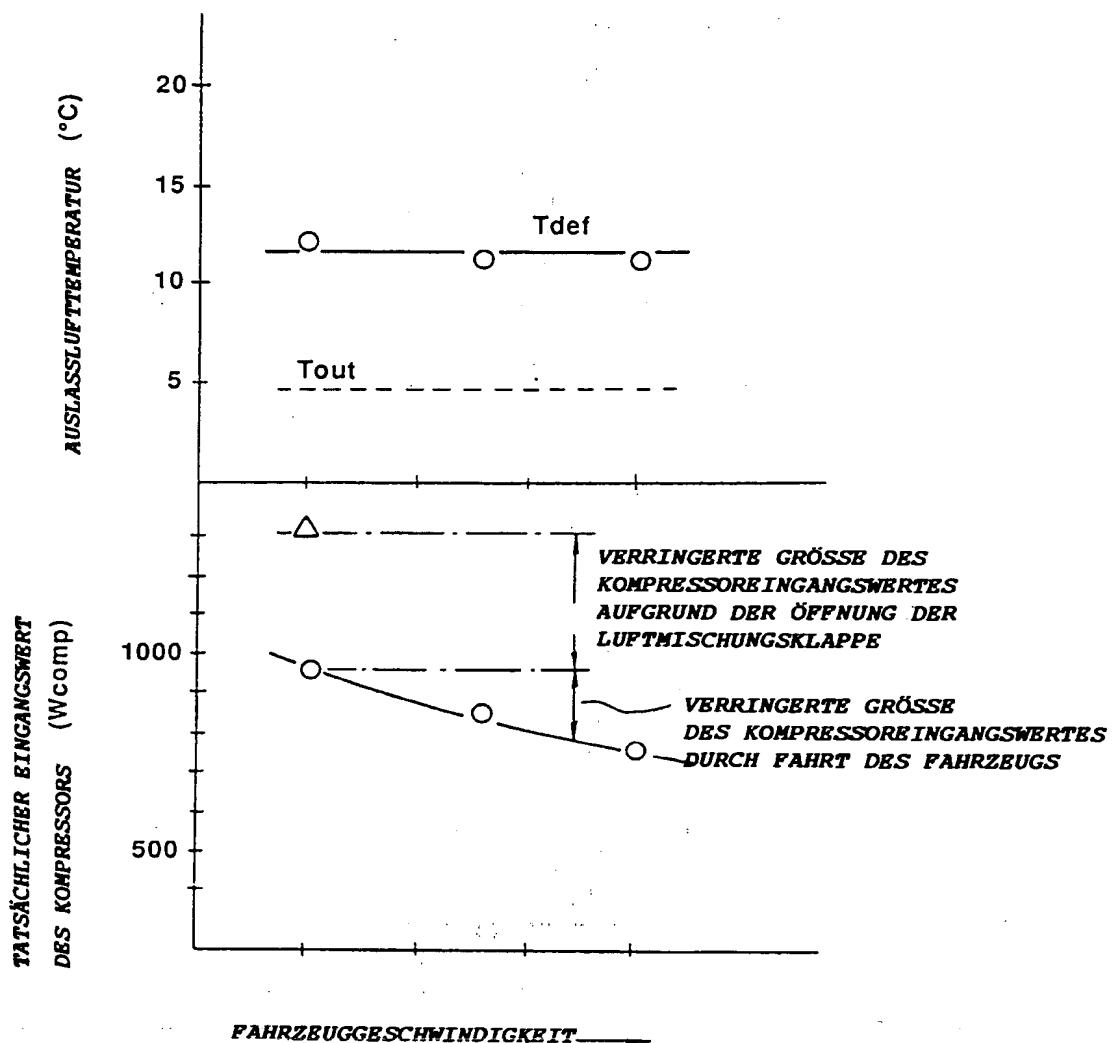


FIG. 16

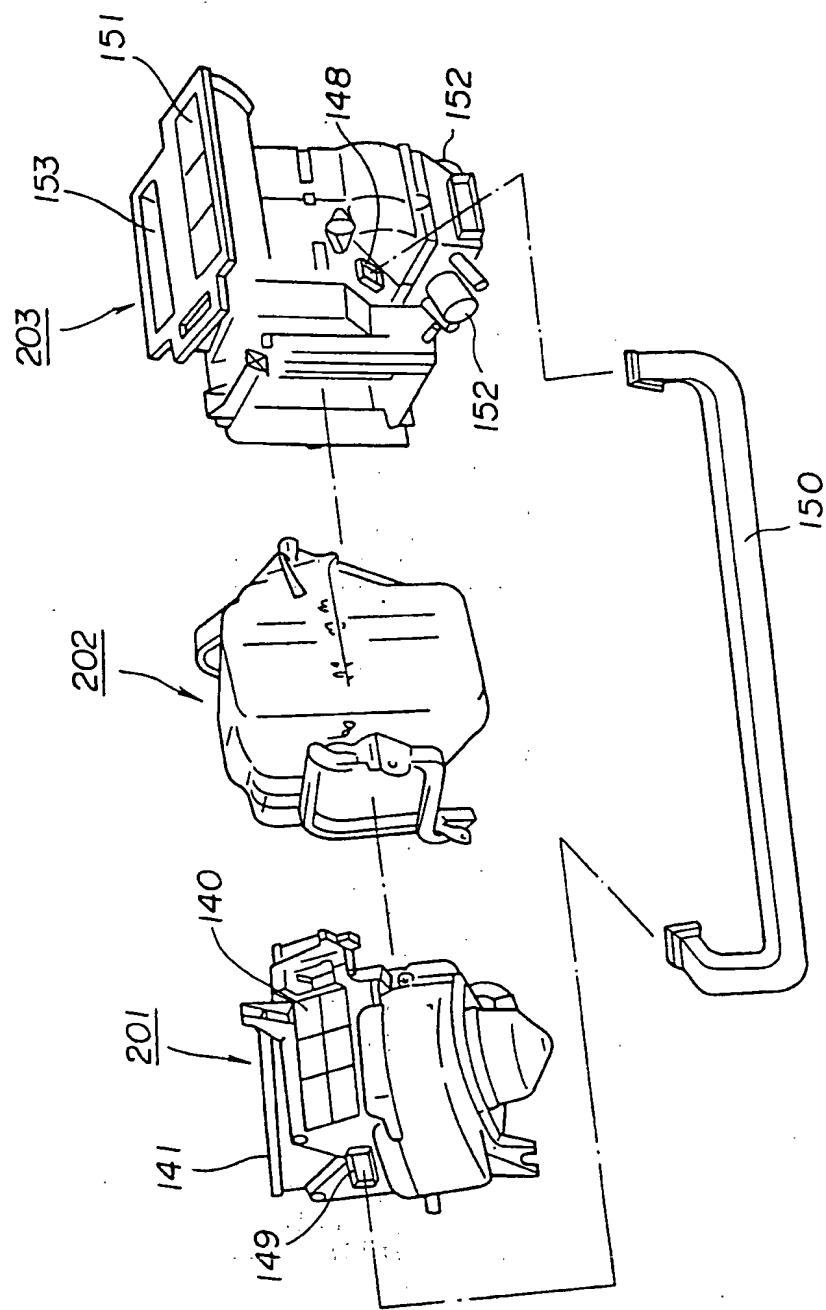


FIG.17

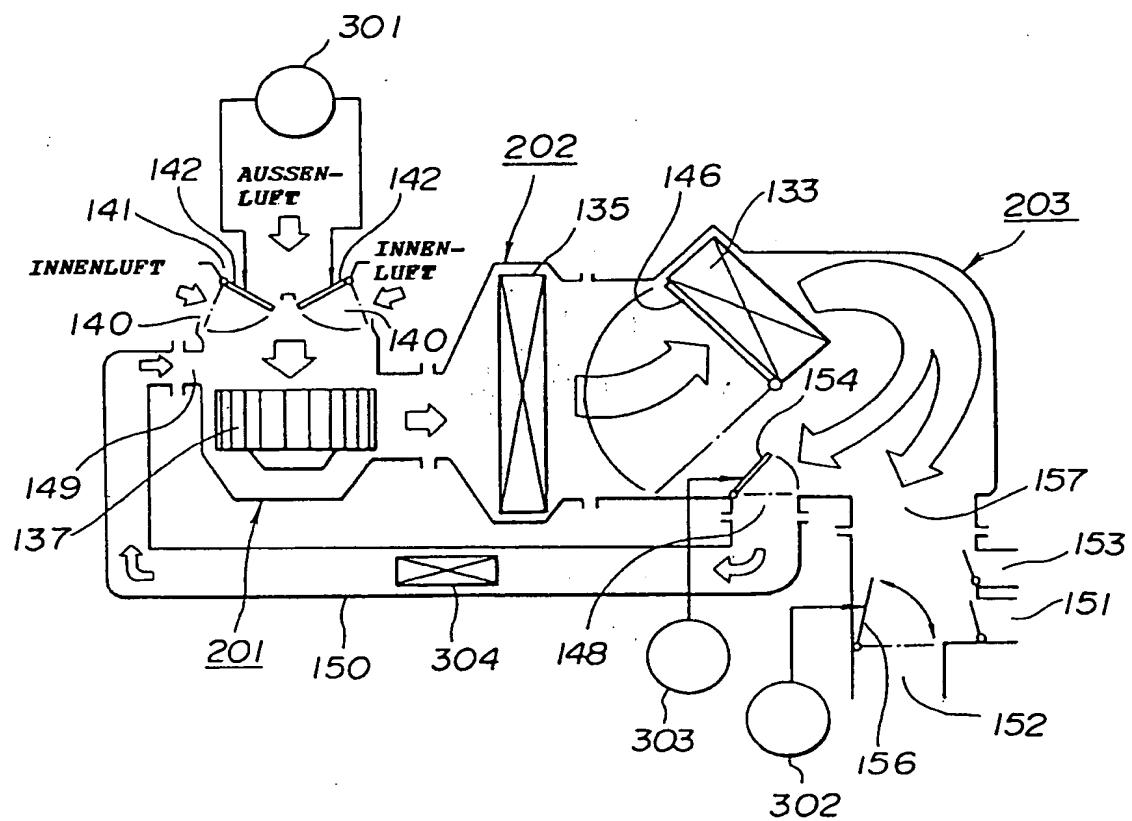


FIG.18

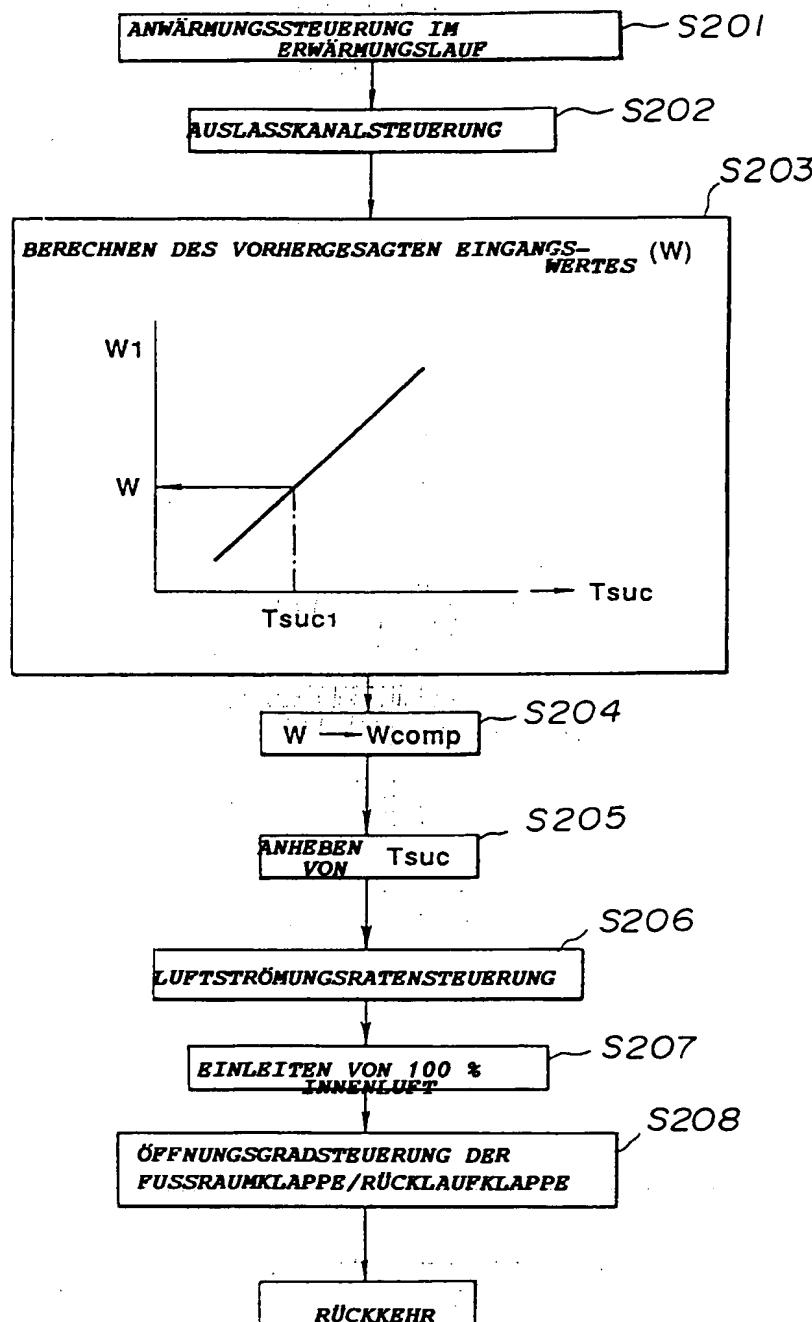


FIG.19

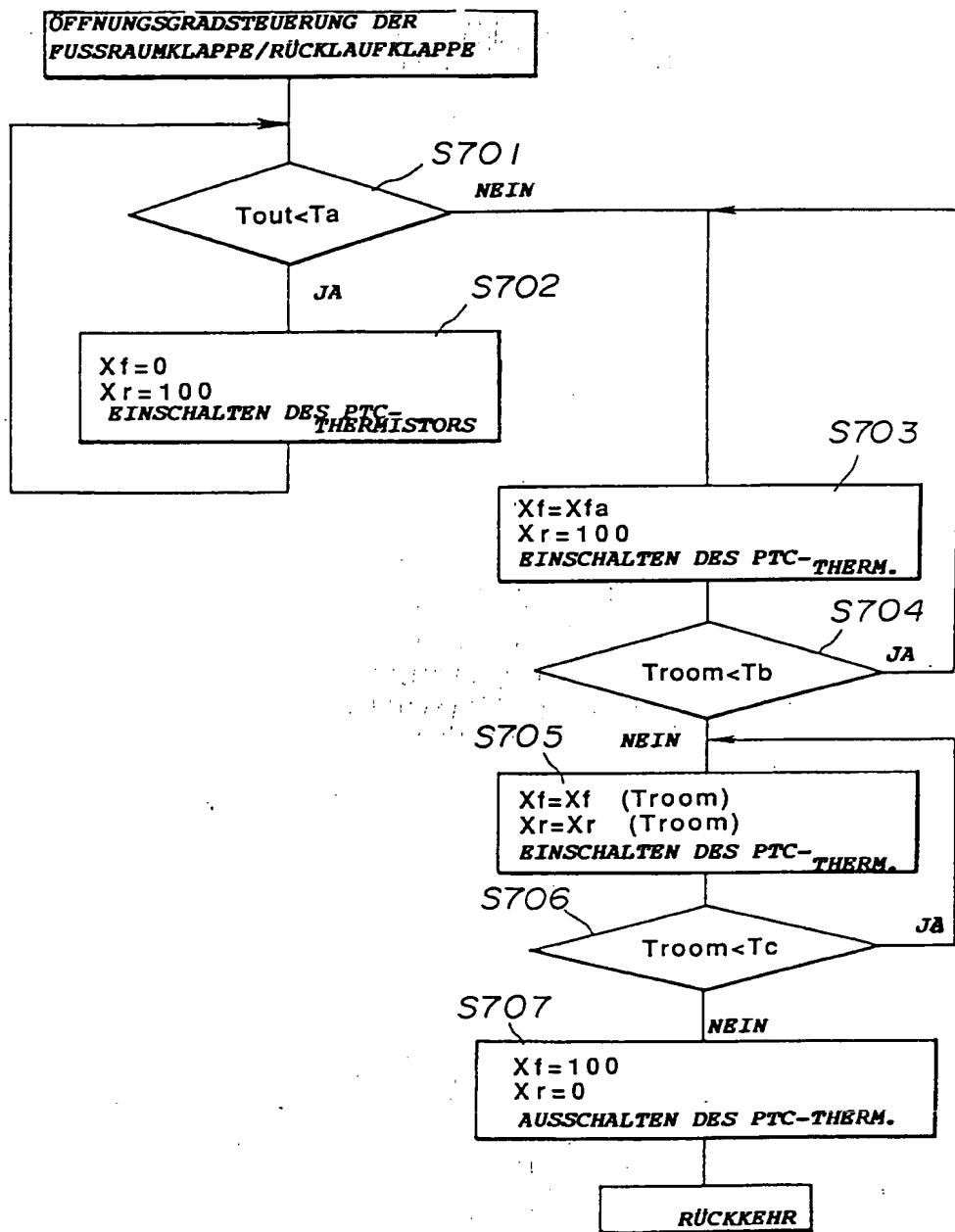


FIG.20

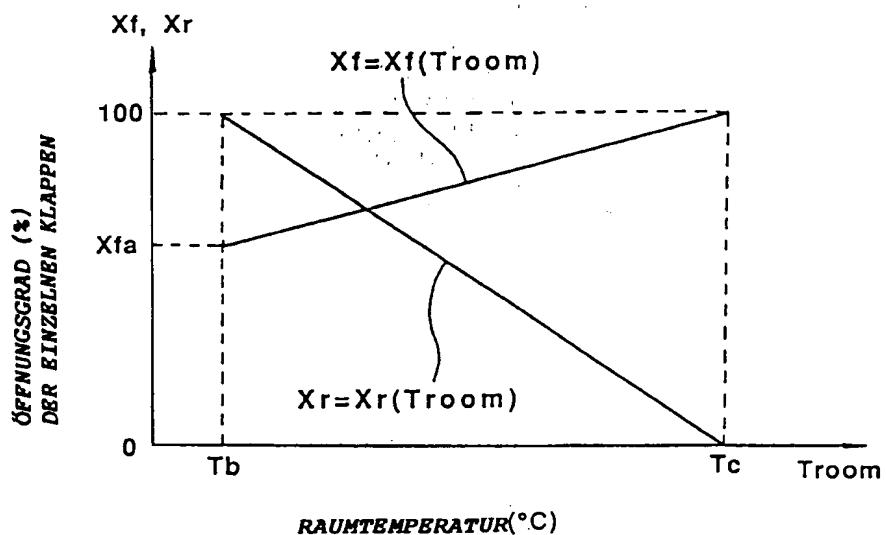


FIG.21

	NIEDERTEMP.- START	ANFANGSSTUFE DER ANWÄRMUNG	NACHANFANGSST. DER ANWÄRMUNG	STABILE STUFE
PUSSRAUM- KLAPPE	0	Xfa	Xfa — 100	100
RÜCKLAUF- KLAPPE	100	100	100 — 0	0

FIG.22

